



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NUMERICKÝ MODEL ŘÍDICÍ JEDNOTKY SPALOVACÍHO MOTORU

NUMERICAL MODEL OF ENGINE CONTROL UNIT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JAN KŘEPELKA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. DAVID SVÍDA, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jan Křepelka

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Numerický model řídicí jednotky spalovacího motoru

v anglickém jazyce:

Numerical Model of Engine Control Unit

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pro zadaný zážehový spalovací motor vytvořte dostupný numerický model elektronické řídicí jednotky. Stačí bez zpětnovazebního řízení. Pokuste se Vámi vytvořený numerický model aplikovat na nový evropský jízdní cyklus NEDC (bude stačit prvních 195 sekund).

Cíle diplomové práce:

- 1) Proved'te základní přehled elektronických řídicích jednotek. Zaměřte se na zážehové spalovací motory.
- 2) Pro zadaný motor proved'te návrh numerického modelu řídicí jednotky.
- 3) Aplikujte Vámi vytvořený numerický model na nový evropský jízdní cyklus.
- 4) Zhodnoťte Vámi vytvořený numerický model a navrhňte možný směr jeho dalšího vývoje.

Seznam odborné literatury:

- [1] MOSKWA, J., J. Automotive Engine Modeling for Real Time Control. Massachusetts Institute of Technology, 1988.
- [2] WEEKS, R. W., MOSKWA, J., J. Automotive Engine Modeling for Real-Time Control Using Matlab/Simulink. SAE paper: 840417
- [3] GERHARDT, J., HONNINGER, H., BISCHOF, H. A New Approach to Functional and Software Structure for Engine Management Systems - Bosch ME7. SAE paper: 98P-178.
- [4] PÍŠTĚK, V., ŠTĚTINA, J. Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů. Brno: Nakladatelství VUT v Brně, 1991
- [5] STONE, Richard. Introduction to Internal Combustion Engines. 3rd edition. Hampshire: Palgrave, 1999. ISBN 0-333-74013-01999.
- [6] HEISLER, Heinz. Advanced Engine Technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2002. ISBN 1-56091-734-2.

Vedoucí diplomové práce: Ing. David Svída, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 9.12.2013

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá problematikou řízení množství vstřikovaného paliva řídicí jednotkou. Model zadaného čtyřválcového motoru a výpočtový model řídicí jednotky byly sestaveny v simulačním softwaru Lotus Engine Simulation. Následně byla provedena kontrola modelu řídicí jednotky pomocí simulace dvou přechodových režimů (akcelerace a přeřazení). Nakonec byla provedena aplikace vytvořeného modelu na Nový Evropský jízdní cyklus (NEDC) a patřičně vyhodnoceny a zpracovány výsledky této simulace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Výpočtový model, simulační software, přechodový režim, Nový Evropský jízdní cyklus, spalovací motor, řídicí jednotka

ABSTRACT

Master's thesis deals with issues of controlling the amount of fuel injected by the control unit. Model of four-cylinder engine and computational model of control unit were constructed in the simulation software Lotus Engine Simulation. Then was made model checking of the control unit by simulation two transients (acceleration and shifting). In conclusion was made application a created model on the New European Driving Cycle (NEDC) and appropriately evaluated and processed the results of this simulation.

KEYWORDS

Computational model, simulation software, transient, New European Driving Cycle, combustion engine, control unit



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KŘEPELKA, J. *Numerický model řídicí jednotky spalovacího motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 79 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Davida Svídy, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 30. května 2014

.....

Jan Křepelka



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Davidu Svídovi, Ph.D. za odbornou pomoc při zpracování diplomové práce a ochotu poradit se všemi nastalými komplikacemi.



OBSAH

Úvod	10
1 Přehled elektronických řídicích jednotek	11
1.1 Bosch KE Jetronic	11
1.2 Bosch L Jetronic	12
1.3 Bosch Motronic MED	12
1.4 Ford EEC	13
1.5 M.P.I Hitachi	15
1.6 Magneti Marelli	15
2 Měření parametrů zadaného zážehového motoru	17
2.1 Stacionární měření parametrů motoru	17
2.2 Měření parametrů v přechodových režimech motoru	18
3 Příprava spalovací směsi	20
3.1 Měření množství nasávaného vzduchu	20
3.2 Další parametry ovlivňující množství vstřikovaného paliva	21
4 Výpočtové modely	22
4.1 Wiebeho model hoření	22
4.2 Woschniho model přestupu tepla	23
4.3 Model tření H.B. Moss	24
5 Výpočtový model motoru	25
5.1 Zadaný typ zážehového spalovacího motoru	25
5.2 Simulační software Lotus Engine simulation	26
5.3 Model motoru bez regulace řídicí jednotkou	27
5.3.1 Válce motoru	28
5.3.2 Ventily motoru	29
5.3.3 Sedla ventilů	30
5.3.4 Sací a výfukové potrubí	30
5.3.5 Spojení jednotlivých potrubí	31
5.3.6 Škrticí klapka	31
5.3.7 Hranice modelu	32
5.3.8 Palivová nádrž	32
5.3.9 Hřídel nahrazující moment setrvačnosti motoru	32
5.3.10 Motorová brzda	32
5.3.11 Snímače	33
5.3.12 Časovač	33
5.3.13 Zaznamenávání parametrů	34



5.3.14	Akční člen	34
5.4	Model motoru s regulací řídicí jednotkou	34
5.4.1	Systém ovládání škrticí klapky	35
5.4.2	Numerický model řídicí jednotky	36
6	Podmínky při simulaci	43
6.1	Podmínky při simulaci stacionárních režimů	43
6.2	Podmínky při simulaci přechodových režimů	43
7	Ověření funkce modelu řídicí jednotky	45
7.1	Akcelerace motoru	45
7.1.1	Akcelerace z různých otáček	45
7.1.2	Akcelerace při různém sešlápnutí plynového pedálu	48
7.2	Přeřazení převodového stupně	52
7.2.1	Přeřazení při akceleraci z různých otáček motoru	52
7.2.2	Přeřazení při různém průběhu otevření škrticí klapky	55
7.2.3	Průběh a/f poměru při přeřazení	58
7.2.4	Průběh množství vstřikovaného paliva při přeřazení	58
8	Aplikace na nový evropský jízdní cyklus (NEDC)	61
8.1	Model pro Lotus Vehicle Simulation	61
8.2	Sestavené mapy pro simulaci NEDC	63
8.3	Výsledky simulace NEDC	67
	Závěr	76
	Seznam použitých zkratk a symbolů	79



ÚVOD

Ve 20. století se stali významnou charakteristikou vozidla hodnoty emisí a spotřeby automobilu. Klade se velký důraz na to, aby byly tyto hodnoty co nejnižší a zároveň aby motor dosahoval daného výkonu. Právě hodnoty emisí a spotřeby jsou hlídány legislativou s názvem Nový Evropský jízdní cyklus (NEDC). Také je dnes mnohem více výrobců vozidel, kteří se snaží uváděním těchto hodnot konkurovat svým marketingovým konkurentům. Proto se výrobci snaží splnit požadavky na co nejnižší emise a spotřebu, což není až tak jednoduchý úkol. Na hodnoty spotřeby a emisí má vliv celá konstrukce automobilu (např. hmotnost vozidla, jízdní odpory nebo samotná konstrukce motoru).

Právě pro vývoj konstrukce motoru se dnes využívá simulačních softwarů. Mají za úkol simulovat chování motoru při různých provozních režimech vozidla. Proto není nutné vyrábět takové množství prototypů, jako tomu bylo dříve. S vylepšující se výpočtovou technikou roste také přesnost simulačních softwarů, tak aby se co nejvíce přibližovaly reálnému chování motoru. Asi největší intenzita vývoje softwaru se zaměřuje na část zabývající se simulací přechodových režimů. Výsledky simulací ustálených režimů motoru jsou dnes dostatečně přesné a přibližují se dosti realitě.

V diplomové práci provedu sestavení simulačního modelu pro zadaný čtyřválcový motor a k tomuto modelu bude dále vytvořen numerický model řídicí jednotky. Následně bude nutné ověřit správnou funkci modelu řídicí jednotky a provést simulace vytvořeného modelu za účelem možnosti aplikace na Nový Evropský jízdní cyklus. Pro tyto simulace budou využity softwary Lotus Engine Simulation a Lotus Vehicle Simulation.



1 FUNKCE ELEKTRONICKÝCH ŘÍDÍCÍCH JEDNOTEK

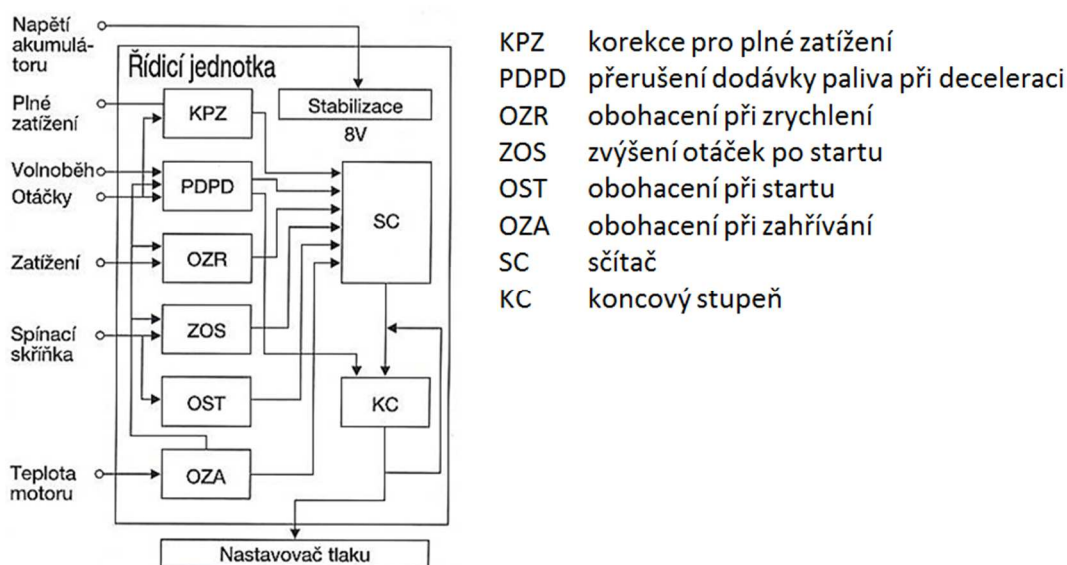
Nejnámějším a nejvýznamnějším výrobcem elektronických řídicích jednotek na trhu je firma BOSCH. Existují však i další významní výrobci elektronických řídicích jednotek, které budou uvedeny dále. Budu se zabývat pouze elektronickými řídicími jednotkami pro zážehové spalovací motory, které budou rozděleny dle základních typů elektronických řídicích systémů.

1.1 BOSCH KE JETRONIC

Jedná se o systém nepřetržitého (plynulého) vstřikování, protože vstřikovací ventily (jeden pro každý válec v sacím potrubí před sacím ventilem válce) se otvírají a vstřikují palivo od okamžiku, kdy tlak benzínu docílí nastavené hodnoty u vlastních vstřikovacích ventilů. Uzavírací jehly ve skutečnosti nepřetržitě vibrují a rozprašují tak palivo a tím se tyto systémy liší od elektronického vstřikování (uzavírací jehly po krátkou dobu otevřeny, jinak uzavřeny). Nasávaný vzduch se mísí s rozprašeným palivem a vzniklá směs paliva a vzduchu tak víří.

Elektronická řídicí jednotka nám udává množství paliva nejen v závislosti na množství nasávaného vzduchu, ale i v závislosti na různých provozních podmínkách motoru, které nám udávají signály ze snímačů (spínač škrtkové klapky – plné zatížení/volnoběh, zapalovací systém – otáčky motoru, snímač teploty motoru – teplota motoru, snímač barometrického tlaku – tlak vzduchu, lambda sonda – složení směsi).

Po vyhodnocení signálů nám elektronická řídicí jednotka udává velikost řídicího proudu pro elektrohydraulický nastavovač tlaku. Elektrické zapojení je podle provedení buď analogové, nebo analogově-digitální. Lze možno konstrukčně připojit moduly pro lambda-regulaci a regulaci volnoběžných otáček. Elektronická řídicí jednotka je vybavena 25-pólovým konektorem spojující řídicí jednotku s akumulátorem, snímači a akčními členy (viz [1]).



Obr. 1 Blokové schéma elektronické řídicí jednotky KE Jetronic [1]

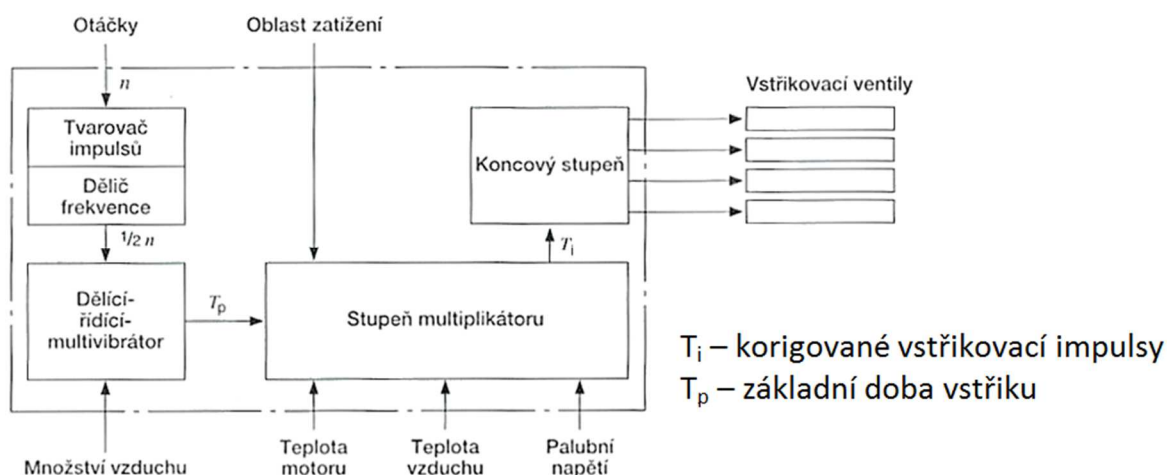


1.2 BOSCH L JETRONIC

Jedná se o elektronicky řízený vstřikovací systém s přerušovaným vstřikováním paliva do sacího potrubí. Jako u systému KE-Jetronic se sledují všechny významné změny v chodu motoru. Vstřikované množství paliva je dáno délkou vstřiku (otevření vstřikovacího ventilu) a závisí (stejně jako u systému KE-Jetronic) nejen na množství nasávaného vzduchu, ale i na dalších aspektech, které nám udávají různé elektronické snímače (snímač polohy škrtkové klapky, otáček a teploty motoru, teploty a tlaku nasávaného vzduchu atd.).

Elektronická řídicí jednotka nám vyhodnocuje elektrické signály s těchto snímačů. Hlavní veličiny, které elektronická řídicí jednotka vyhodnocuje, jsou otáčky motoru a množství nasávaného vzduchu. Další veličiny, které elektronická řídicí jednotka vyhodnocuje, jsou teplota motoru (studený start, fáze zahřívání), spínač škrtkové klapky (volnoběh, částečné zatížení, plné zatížení).

Elektronická řídicí jednotka se skládá z integrovaných obvodů, které jsou ukryty v praktické kovové skříni, což zajišťuje ochranu proti vnějším vlivům. Opět je zde možno konstrukčně připojit další přídatné moduly (lambda-regulace, přerušování dodávky paliva při deceleraci, omezení otáček). Jednotka je vybavena vícepólovým konektorem (viz. [2]).



Obr. 2 Blokové schéma elektronické řídicí jednotky L Jetronic [2]

1.3 BOSCH MOTRONIC MED

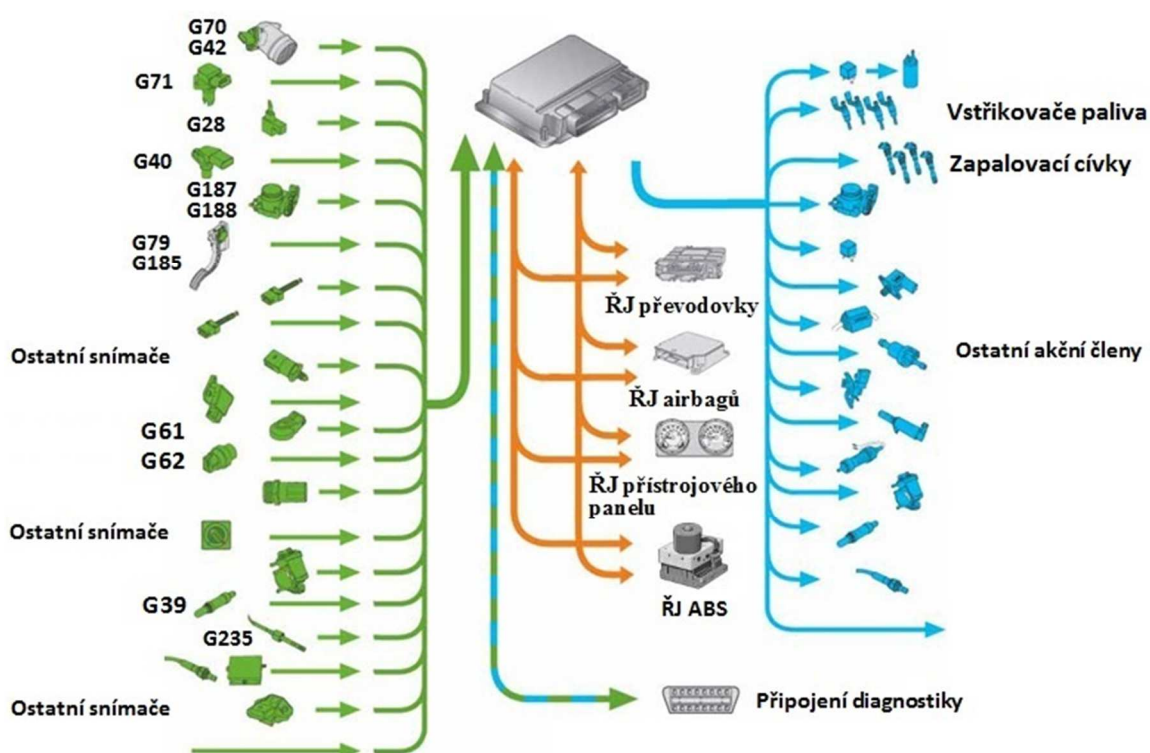
Jedná se o systém Motronic pro řízení motoru s přímým vstřikováním benzínu. Obsahuje vysokotlaké palivové čerpadlo, které zabraňuje kolísání tlaku paliva v zásobníku a elektromagnetický vstřikovací ventil, který pomocí řídicího signálu určuje počátek a množství vstřikovaného paliva. Tento systém pracuje ve třech základních režimech. Režim vrstveného plnění válce (dolní rozsah zatížení, $\lambda=1,6-3$), režim homogenního (stejnoměrného) chudého plnění válce (střední rozsah zatížení, $\lambda=1,55$) a režim homogenního plnění válce (horní rozsah zatížení, $\lambda=1$).

Elektronická řídicí jednotka využívá k určení množství vstříknutého paliva signály z hmotnostního průtokoměru (G70) a snímače teploty nasávaného vzduchu (G42), snímače



polohy a rychlosti otevření (zavření) škrtkicí klapky (G187, G188), otáček klikového hřídele (G28), teploty chladicí kapaliny (G62), polohy a rychlosti sešlápnutí plynového pedálu (G79, G185), natočení vačkové hřídele (G40) a lambda sondy (G39). Dále také nastavuje dobu zapalování palivové směsi pomocí snímače otáček klikového hřídele (G28), polohy a rychlosti otevření (zavření) škrtkicí klapky (G187, G188), teploty chladicí kapaliny (G62), polohy a rychlosti sešlápnutí plynového pedálu (G79, G185), natočení vačkové hřídele (G40), klepání (G61) a z hmotnostního průtokoměru nasávaného vzduchu (G70). Ostatní snímače využívá elektronická řídicí jednotka k regulaci dalších parametrů.

Elektronická řídicí jednotka je vybavena procesorem IFX Tricore se systémovou frekvencí 80 MHz, 1.5 MByte vestavěnou interní pamětí (RAM, ROM), Single Chip Systémem a osazena až 121 kolíky. Tyto hardwarové prvky jsou umístěny v utěsněném kovovém obalu (viz [8]).



Obr. 3 Přehled využívaných prvků v systému BOSCH Motronic MED 7 [8]

1.4 FORD EEC

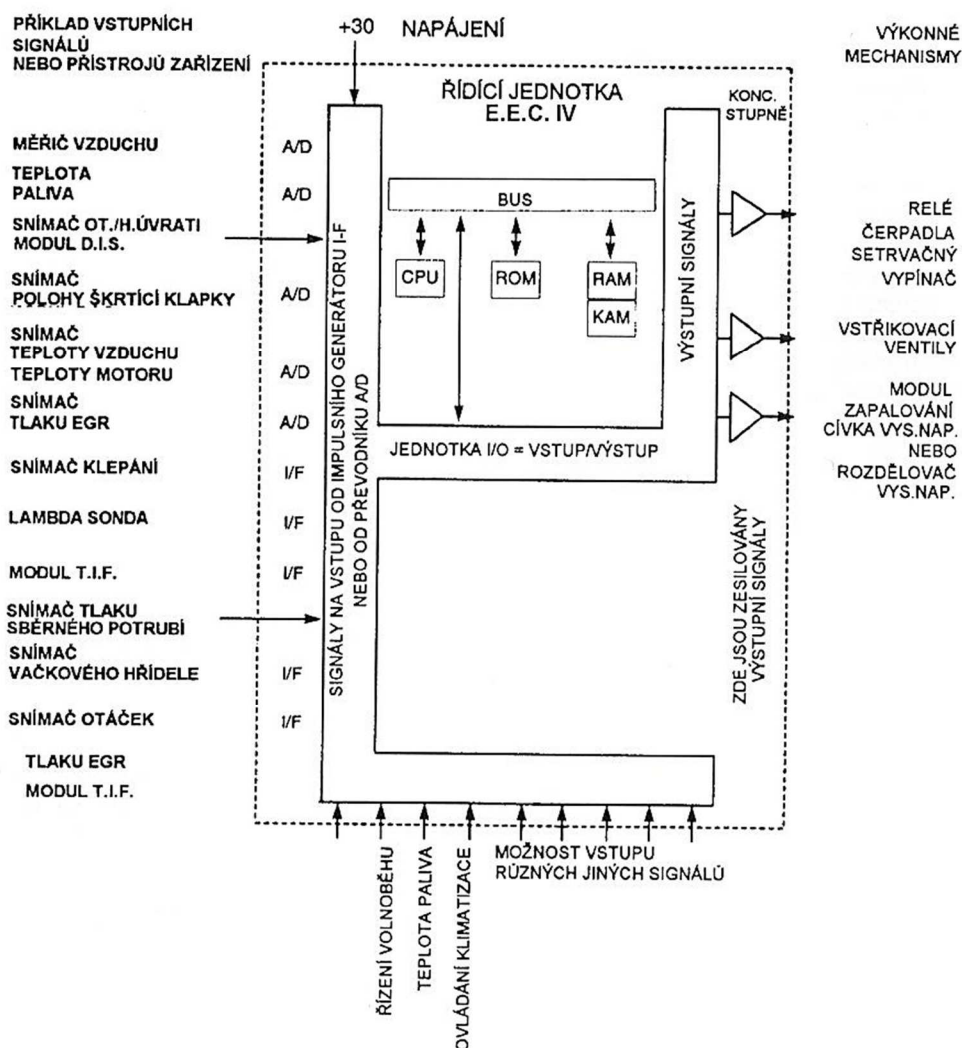
Dalším typem elektronických řídicích systémů je systém Electronic Engine Control využívaný automobilkou Ford již od roku 1979 a vyvíjený ve spolupráci se společností Intel. Doposud bylo představeno 8 generací tohoto systému. V principu je systém podobný systému Bosch Motronic, ale strategicky se mírně liší rozdělením na část zabývající se řízením motoru a část zabývající se vlastní diagnostikou. Systém pracuje opět ve třech základních režimech. Spouštění (škrtkicí klapka zavřena), nízká oblast otáček (škrtkicí klapka částečně otevřena) a oblast vysokých otáček (škrtkicí klapka plně otevřena). Výpočtový program trvale probíhá v cyklu a přibližně každou milisekundu je cyklus přerušen druhým cyklem, který zpracovává



signály ze snímačů. Snímače i akční členy se svou funkcí opět shodují se systémem Bosch Motronic.

Elektronická řídicí jednotka, podobně jako u systému Bosch Motronic, zpracovává signály ze snímačů (teplota a množství nasávaného vzduchu, teplota chladicí kapaliny, otáčky motoru, poloha a rychlost otevření/zavření škrticí klapky, atd.) a na základě těchto informací následně upravuje dobu vstříku nebo například určuje načasování zapalování palivové směsi.

Elektronická řídicí jednotka je vybavena mikroprocesorem Intel, pamětí RAM (ukládání vstupních údajů) a pamětí ROM (uložené probíhající cykly). Tyto hardwarové prvky jsou opět umístěny v utěsněném kovovém obalu (viz. [9]).

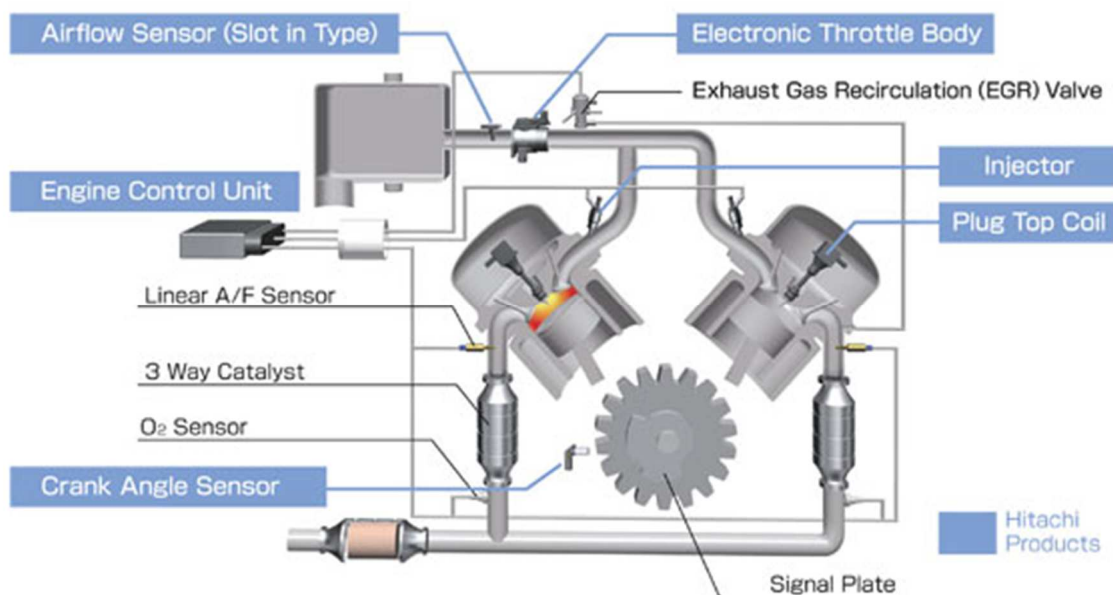


Obr. 4 Elektronické schéma systému Ford ECC V generace [9]



1.5 M.P.I HITACHI

Systém pracuje na obdobném principu jako předchozí elektronické řídicí systémy. Elektronická řídicí jednotka, stejně jako u předchozích systémů, zpracovává signály ze snímačů a na základě jejich hodnot upravuje vstřikování a dobu zapalování palivové směsi. Elektronická řídicí jednotka je opět vybavena příslušným mikroprocesorem, interní pamětí (RAM, ROM) a příslušným počtem kolíků. Tyto prvky jsou opět vestavěny do odolného kovového obalu (viz. [10]).

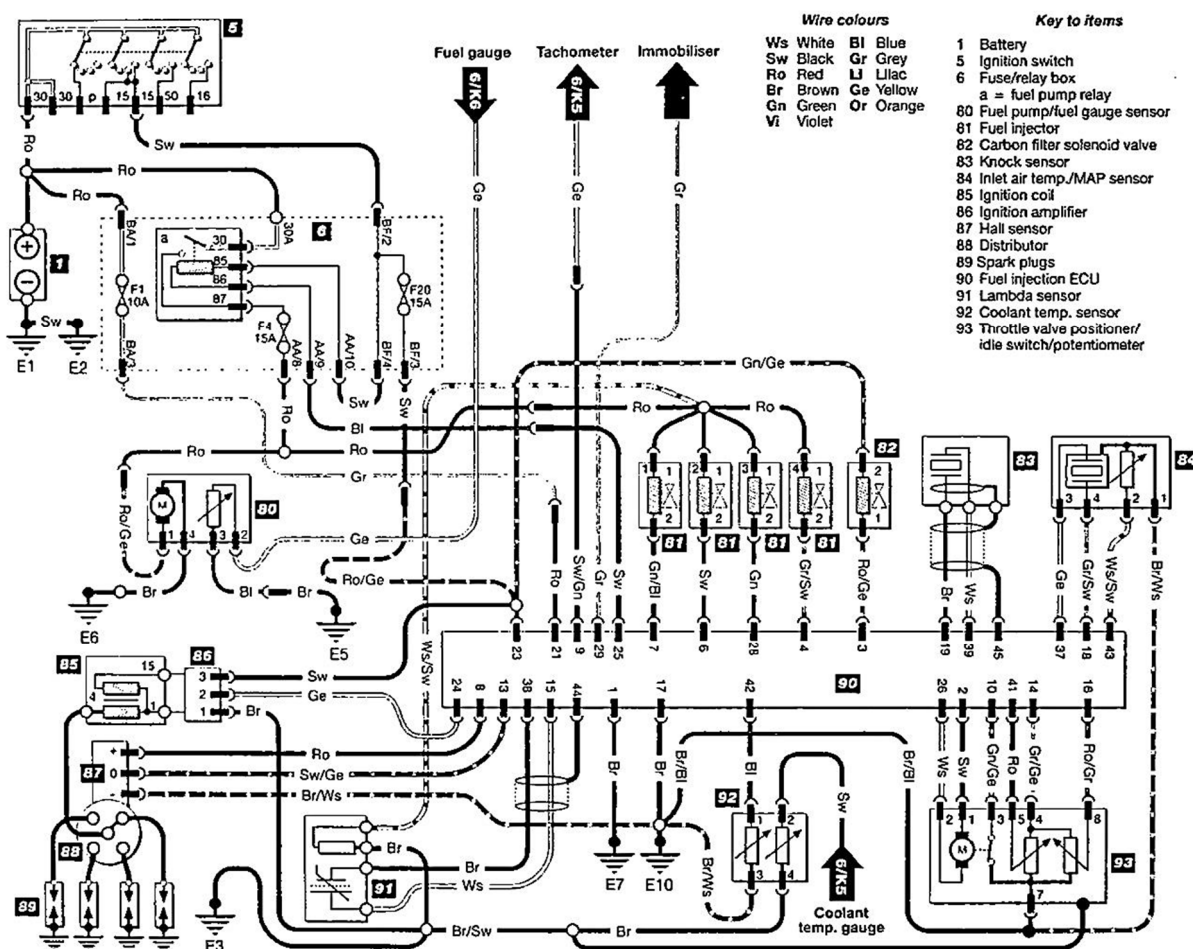


Obr. 5 Schéma elektronického systému MPI Hitachi [10]

1.6 MAGNETI MARELLI

Magneti Marelli využívá (od roku 1999) pro přímé vstřikování u zážehových spalovacích motorů elektronický řídicí systém Magneti Marelli GDI. Systém pracuje na principu tříúrovňové kontroly cyklu.

Elektronická řídicí jednotka opět využívá pro určení množství vstřikované směsi a doby zapalení směsi snímače a akční členy funkčně shodné s prvky využívanými v předchozích elektronických řídicích systémech. Řídicí jednotky jsou dodávány s generic řídicím softwarem a konfiguračním softwarem pro PC (nástroj Vision) a je vybavena výkonným mikroprocesorem a interní pamětí (RAM, ROM). Hardware je zabudován do vysoce odolného kovového obalu (využití v motorsportu) osazeného vstupními a výstupními kolíky (viz. [11]).



Obr. 6 Blokové schéma systému Magneti Marelli [11]



2 MĚŘENÍ PARAMETRŮ ZADANÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

Jedním ze způsobů, jak změřit potřebné parametry motoru, je umístění motoru na dynamometr. Obvykle se měří potřebné parametry motoru (vnější otáčková charakteristika, spotřeba paliva nebo emise motoru) při stacionárních režimech. Měření se provádí v individuálních měřicích bodech (různé otáčky motoru). Před odečtením daného parametru je nutné nechat motor ustálit v daném režimu otáček, z důvodu ustálení měřených hodnot. Měřené hodnoty se zapisují jako jedna ustálená hodnota nebo se provádí průměr hodnot, změřených za určitý čas (při určitém kolísání hodnot).

Dalším typem je měření parametrů motoru při přechodových režimech (měření dynamických změn motoru). Při měření v přechodovém režimu, je nutné poměrně přesné odečítání všech hodnot v čase pro další práci s měřenými údaji. U vozidlových motorů probíhají pracovní cykly v setinách vteřiny (vysoké otáčky motorů) a proto je nutné použití citlivého a drahého měřicího zařízení.

Mimo jiné se na dynamometru měří také moment setrvačnosti klikového a převodového ústrojí. Měření momentu setrvačnosti se provádí měřením točivého momentu při daném úhlovém zrychlení a s odpojeným vstřikováním a zapalováním (motor je poháněn dynamometrem).

2.1 STACIONÁRNÍ MĚŘENÍ PARAMETRŮ MOTORU

Nejčastěji se základní výkonové parametry (parametry vozidla) získávají stacionárním měřením, jehož výstupem je vnější otáčková charakteristika motoru, která obsahuje měření výkonu, točivého momentu a měrné spotřeby paliva daného motoru. Tyto parametry se měří v závislosti na individuálně zvolených konstantních otáčkách při plném zatížení motoru. Hodnoty měřených parametrů se zapisují při ustáleném stavu motoru (nedochází ke kolísání hodnot). (viz.[5])

Stacionární měření vnější otáčkové charakteristiky se provádí dle následujícího měřicího postupu (viz [4]):

- Nejprve se motor nastartuje a nechá se určitou dobu běžet, aby se zahřál na potřebnou provozní teplotu. Jedná-li se o nový motor, musí se nechat potřebně zaběhnout.
- Zkontrolujeme, zda jsou odpojeny nepotřebné pohony přídavných zařízení a ponecháme zapojené pouze prvky potřebné pro správný chod motoru (chlazení, mazání motoru)
- Poté již následuje první (orientační) a druhé měření vnější otáčkové charakteristiky, jehož hodnoty jsou zaznamenány:
 - Rozmezí otáček volíme tak, abychom dostali alespoň 20 měřicích bodů. Nejmenší rozmezí otáček volíme v oblasti předpokládaného maximálního výkonu.
 - Měření probíhá při plně otevřené škrtkové klapce
 - Na dynamometru nastavíme potřebné otáčky a po ustálení (přibližně 1 minuta) hodnot měřených parametrů (teploty, tlaky, točivý moment, výkon a další) se tyto hodnoty zaznamenají
 - Postup měření opakujeme pro všechny zvolené otáčky

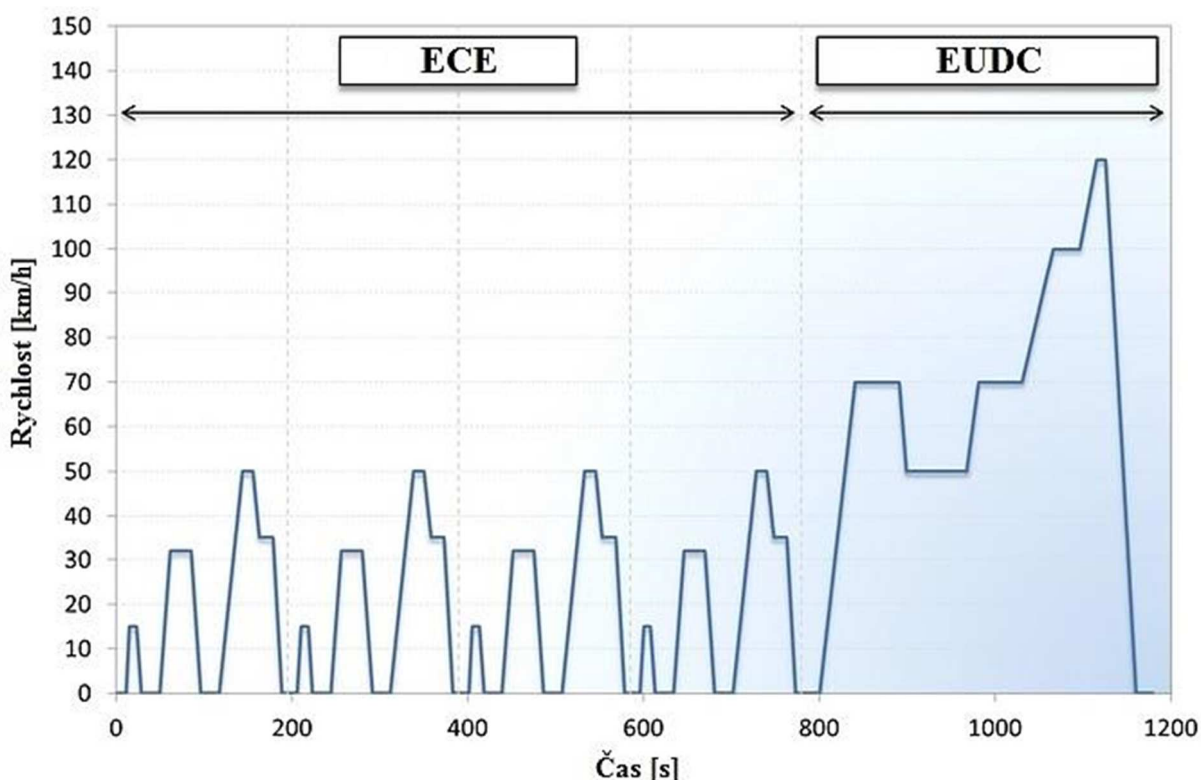


- Celé měření provedeme ještě jednou a výsledné hodnoty měřených parametrů jsou brány jako průměr z obou měření

2.2 MĚŘENÍ PARAMETRŮ V PŘECHODOVÝCH REŽIMECH MOTORU

Tento typ měření parametrů vyžaduje zaznamenávání měřených parametrů ve velmi krátkých časových intervalech. Délky jednotlivých cyklů mohou trvat i setiny vteřiny (v závislosti na otáčkách motoru). Proto je zapotřebí znát polohu klikového hřídele co nejpřesněji a v závislosti na poloze klikové hřídele zaznamenávat měřené parametry s určitou vzorkovací frekvencí. Z tohoto důvodu je zapotřebí k měření parametrů používat elektronicky řízený dynamometr s rychlou odezvou a změnou zatížení (viz. [6]).

Měření přechodových režimů se využívá zejména pro měření emisí a spotřeby paliva spalovacích motorů během stanovených jízdních cyklů. Dnes je v platnosti pro evropské země nový evropský jízdní cyklus NEDC. Tento cyklus sjednocuje emisní normy, které musí automobily dodržovat. Cyklus se skládá ze čtyř opakujících se městských cyklů (ECE-15) a jednoho mimoměstského cyklu (EUDC). Tyto cykly jsou nastaveny tak, aby co nejpřesněji simulovali běžný provoz.

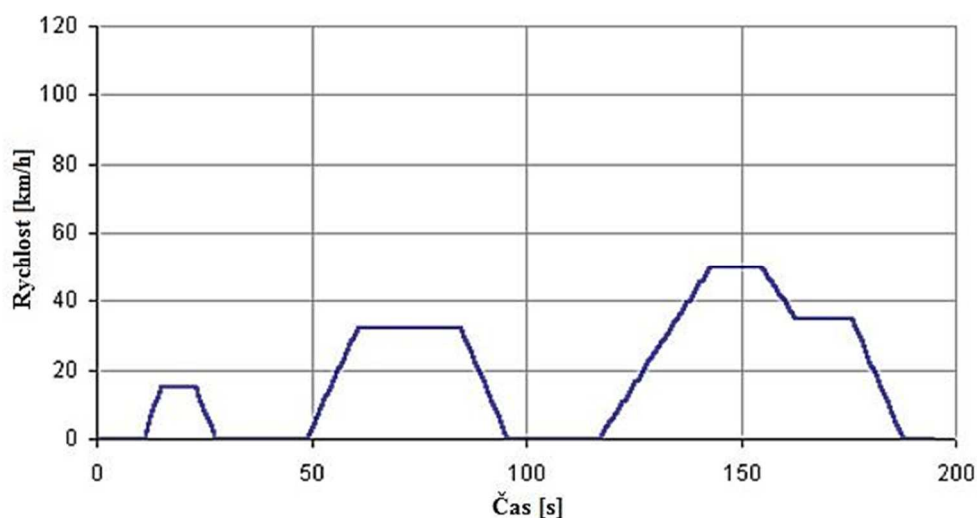


Obr. 7 Nový Evropský jízdní cyklus NEDC [13]

První část NEDC (New European Driving Cycle) se skládá ze čtyř po sobě jdoucích městských cyklů ECE-15 nebo také nazývané jako Urban Driving Cycle (UDC). Tento cyklus simuluje městský provoz automobilu a je charakterizován nízkým zatížením motoru, nízkou teplotou spalin a maximální rychlost dosahuje hodnoty 50 km/h. Jedna část cyklu trvá 195

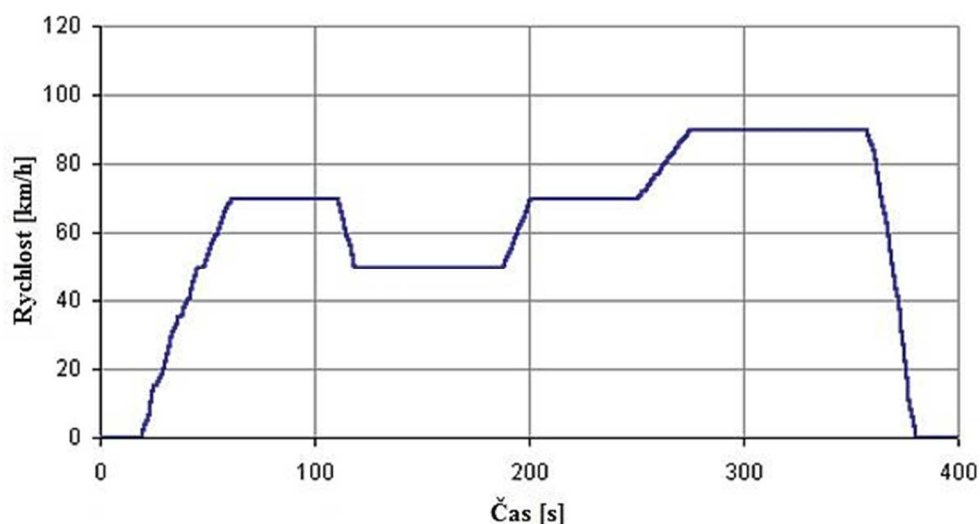


sekund a je uražena teoretická vzdálenost 1017 metrů. Mým úkolem bude aplikovat navržený numerický model právě na jeden tento cyklus (prvních 195 sekund).



Obr. 8 Městský cyklus ECE-15 [13]

Po městském cyklu následuje druhá část NEDC nazývaná jako mimoměstský cyklus EUDC (Extra Urban Driving Cycle). Tento cyklus má za úkol simulovat mimoměstský provoz (např. provoz na vysokorychlostní silnici) a maximální rychlost dosažená při tomto cyklu je 120 km/h. Celková doba trvání cyklu je 400 sekund a je uražena teoretická vzdálenost 6956 metrů (viz [5]).



Obr. 9 Mimoměstský cyklus EUDC [13]



3 PŘÍPRAVA SPALOVACÍ SMĚSI

Příprava palivové (spalovací) směsi má vliv nejen na výkon a spotřebu spalovacího motoru, ale také výrazně ovlivňuje množství škodlivých látek (emisí) ve výfukových plynech, rychlost spálení směsi a teplotu při spalování. Pro ideální průběh spalovacího procesu je zapotřebí připravit ideální směs paliva se vzduchem a umožnit co nejlepší průběh smíšení a prohoření směsi ve válci motoru. Složení palivové směsi je udáváno poměrem hmotnosti paliva a nasávaného vzduchu. Pro zážehové motory je udávána ideální směs poměrem 14,7:1 (14,7 kg vzduchu na 1 kg paliva) a je nazýván jako stechiometrický poměr. Odchytky od tohoto poměru jsou udávány součinitelem přebytku vzduchu, což je poměr mezi hmotností skutečně přivedeného vzduchu a právě teoretickou hodnotou 14,7 kg.

Množství přiváděného paliva do válce motoru je závislé na požadovaném zatížení motoru. Zatížení motoru nám udává množství nasávaného vzduchu, které je řízeno natočením škrticí klapky (změna průřezu sacího potrubí). Škrticí klapka je nepřímo ovládána sešlápnutím plynového pedálu (viz. [3]).

3.1 MĚŘENÍ MNOŽSTVÍ NASÁVANÉHO VZDUCHU

Jak bylo již uvedeno, množství vstřikovaného paliva je závislé na množství nasávaného vzduchu. Pro získání hodnoty tohoto parametru jsou využívány různé způsoby měření, které se dělí na přímé a nepřímé. U nepřímého měření se množství nasávaného vzduchu určuje nepřímo z jiného měřeného parametru, než je samotné hmotnostní množství nasávaného vzduchu. Nepřímého měření je hlavně využíváno při nesprávné funkci snímačů pracujících na principu přímého měření.

Mezi nepřímé měření nasávaného vzduchu patří snímání tlaku v sacím potrubí. Tento princip spočívá ve snímání absolutního tlaku za škrticí klapkou, který je vždy menší než tlak okolí (atmosférický tlak). Tento absolutní tlak se zvyšuje v závislosti na otevření škrticí klapky. Tento signál ze snímače tlaku je dále zpracován a vyhodnocen elektronickou řídicí jednotkou.

Dalším typem nepřímého měření je určení množství nasávaného vzduchu v závislosti na poloze škrticí klapky. Pomocí snímače úhlu natočení škrticí klapky a snímače otáček motoru je řídicí jednotkou stanoveno množství nasávaného vzduchu. Tato hodnota je dále korigována teplotou nasávaného vzduchu.

V dnešní době se nejvíce využívá přímého měření množství nasávaného vzduchu. Jedním ze způsobů přímého měření patří stanovení objemu nasávaného vzduchu, které je nejčastěji realizováno pomocí náporového snímače umístěného před škrticí klapkou. Proud nasávaného vzduchu působí na klapku, která je vychylována a tím je měněn i průřez (plocha) sacího kanálu snímače. Z velikosti úhlu vychýlení klapky je řídicí jednotkou vypočítán objem nasávaného vzduchu.

Více využívaný způsob přímého měření (v dnešní době), je stanovení hmotnosti nasávaného vzduchu. Tento typ měření je realizován pomocí termických snímačů hmotnosti nasávaného vzduchu. Je zde využíváno ochlazování elektricky vyhřívaného prvku proudem nasávaného vzduchu. Tento vyhřívaný prvek je udržován na konstantní teplotě pomocí elektrického proudu. Zvýšení elektrického proudu je tedy závislé na hmotnosti nasávaného vzduchu (viz. [3]).



3.2 DALŠÍ PARAMETRY OVLIVŇUJÍCÍ MNOŽSTVÍ VSTŘIKOVANÉHO PALIVA

Kromě hlavního parametru množství nasávaného vzduchu udává množství vstřikovaného paliva mnoho dalších faktorů (otáčky, teploty, tlaky, atd.), z důvodu provozu spalovacího motoru v přechodovém režimu a také v různých okolních podmínkách.

Dnes se ve většině případů využívá elektronických řídicích systémů, které regulují množství vstřikovaného paliva. Největší výhodou oproti dřívějším způsobům regulace je nízká časová odezva systému, vysoká přesnost a možnost pracovat s velkou škálou snímaných a regulovaných parametrů. Dále je u tohoto systému možnost externí diagnostiky a kontroly systému. Tyto systémy byly popsány v první kapitole.

Hlavním prvkem řídicích systémů je elektronická řídicí jednotka, snímače a akční členy. V elektronické řídicí jednotce jsou uloženy algoritmy (mapy) regulující množství vstřikovaného paliva, které jsou navrženy pro konkrétní typ motoru a vozidla. Tyto mapy se dělí na mapy vstřikovací a mapy korekční. Pracují se signály ze snímačů vstupující do řídicí jednotky a výstupem jsou signály pro akční členy provádějící regulaci.

Pro kontrolu správné funkce systému je využíváno zpětné vazby. Jedním ze způsobů zpětnovazební kontroly je lambda regulace, která je realizována pomocí lambda sondy umístěné ve výfukovém potrubí. Lambda sonda snímá množství kyslíku (O_2) ve výfukových plynech. Je-li ve výfukových plynech příliš velký podíl kyslíku, byla spalována chudá směs nebo naopak, je-li podíl kyslíku příliš malý, byla spalována směs bohatá. Pomocí tohoto měření je umožněno řídicí jednotce získávat informace o reálném průběhu spalovacího procesu a patřičně jej ovlivňovat.

I přes neustále se zlepšující vlastnosti elektronických řídicích systémů, je regulace stále závislá na určité časové prodlevě systému (hlavně při prudkých změnách zatížení). Proto je regulace vstřikovaného paliva obvykle nastavena tak, aby při průběhu určité části přechodového režimu (např. prudká akcelerace nebo decelerace automobilu) reagoval systém předem daným způsobem, který odpovídá daným podmínkám při tomto průběhu (viz. [3]).



4 VÝPOČTOVÉ MODELY

Pro simulace jednotlivých dějů (hoření směsi, tření v motoru nebo přestup tepla) spalovacího motoru je využíváno matematických výpočtových modelů. Tyto modely popisují matematickými vztahy velmi složité chemické a fyzikální děje a vycházejí z fyzikálního a experimentálně ověřeného popisu děje.

Matematické vztahy popisující daný motor, jsou tvořeny konstantami, jejichž hodnoty byly stanoveny z velkého množství experimentálních pokusů. Volbou vhodných matematických vztahů a hodnot jejich konstant docílíme přesnějšího popisu daného motoru.

Díky poměrné jednoduchosti matematických vztahů jsou využívány výpočtové modely v simulačních softwarech. Tyto softwary využívají numerické metody k řešení výpočtových modelů a tím umožňují simulace různých režimů a podmínek chodu motoru. Výsledky získané pomocí těchto softwarových programů, lze využít k získání informací o odezvě simulovaného motoru a díky tomu není nutné provádět pro různé režimy a podmínky chodu motoru finančně a časově náročný experiment.

Pro popis chování automobilového motoru jsou využívány 3 základní výpočtové modely (výpočtový model hoření, přestupu tepla a tření v motoru). Nejčastěji se u zážehových spalovacích motorů využívají Wiebeho model hoření, Woschniho model přestupu tepla a model tření H.B. Moss.

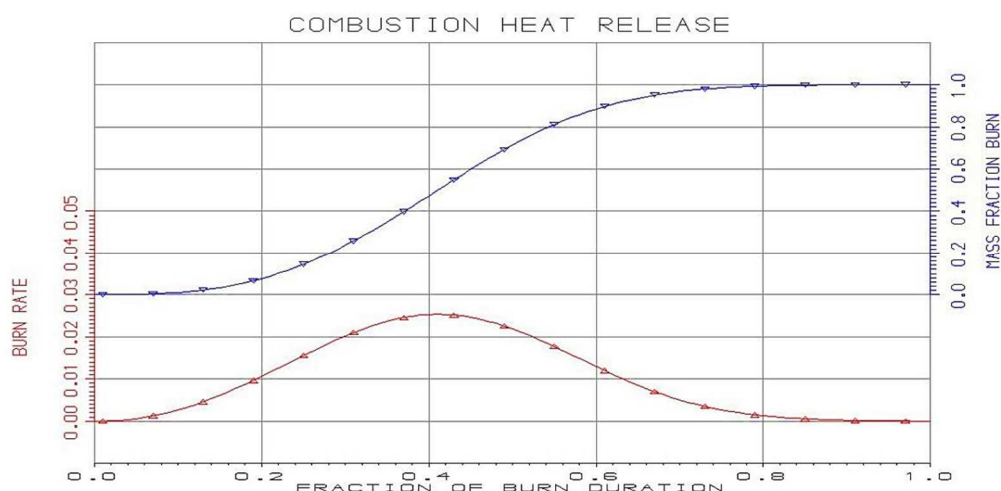
4.1 WIEBEHO MODEL HOŘENÍ

Jedná se o model popisující množství uvolněného tepla z palivové směsi při spalovacím procesu v závislosti na čase. Z modelu se poté určí množství uvolněné energie, průběh tlaku, teploty vzniklé při spalování nebo průběh prohořívání směsi a tvorba směsi.

Wiebeho vztah popisuje poměrné hmotnostní množství spáleného paliva v konkrétním čase a úhlu natočení klikového hřídele:

$$m_{frac} = 1 - e^{-A\left(\frac{\theta}{\theta_b}\right)^{M+1}}, \quad (1)$$

kde parametry A a M jsou Wiebeho funkce, θ je úhel natočení klikového hřídele při kterém dojde k zapálení směsi, θ_b je úhel při kterém probíhá spálení 90% paliva. Pomocí derivace tohoto vztahu podle času, úhlu natočení dostaneme průběh intenzity hoření paliva v čase (viz. [7]).



Obr. 10 Wiebeho model hoření [7]

Hodnoty parametrů A a M Wiebeho modelu hoření se liší v závislosti na použitém palivu. Příklady hodnot pro nejpoužívanější paliva jsou uvedeny v tabulce č. 1.

Tab. 1 Hodnoty parametrů A a M [7]

Palivo	A	M
Benzín	10	2
Nafta	6,9	0,5
Nafta (přepřehování, přímý vstřik)	10	0,4
Metan	5	2,2
Metanol	10	2

4.2 WOSCHNIHO MODEL PŘESTUPU TEPLA

Model popisuje přestup tepla mezi stěnami a náplní válce během činnosti motoru. Tento model je popsán následující rovnicí pro tepelný tok \dot{Q} :

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A_{\phi} (T_W - T), \quad (2)$$

kde α je součinitel přestupu tepla, A_{ϕ} je okamžitá hodnota plochy pracovního prostoru válce, kde teplo přestupuje, T_W je teplota stěny válce a T je teplota náplně válce (viz. [7]).

Woschniho model přestupu tepla využívá součinitel přestupu tepla v závislosti na aktuálních podmínkách při spalovacím procesu (teplota, tlak, rychlost a typ prodění směsi, ...) a vztah pro tento koeficient je:

$$\alpha = \frac{A_{WO} \cdot p^{0,8}}{r^{0,55} \cdot D_{cyl}^{0,2}} \left(B_{WO} \cdot \bar{U}_{piston} + C_{WO} \cdot \bar{U}_{swirl} + D_{WO} \frac{T_{soc} \cdot V(p - p_{motor})}{p_{soc} \cdot V_{soc}} \right)^{0,8}, \quad (3)$$



kde A_{wo} , B_{wo} , C_{wo} , D_{wo} jsou koeficienty Woschniho modelu přestupu tepla, p je tlak ve válci, T je teplota ve válci, V je objem válce, D_{cyl} je vrtání válce, \bar{U}_{piston} je střední pístová rychlost, \bar{U}_{swirl} je střední rychlost víření plynu ve válci, T_{soc} je teplota ve válci na začátku spalovacího procesu, p_{soc} je tlak ve válci na začátku spalovacího procesu, V_{soc} je objem na začátku spalovacího procesu a p_{motor} je tlak ve válci vznikající při kompresi (viz. [7]).

4.3 MODEL TŘENÍ H.B. MOSS

Tyto modely popisují celkové tření mezi jednotlivými prvky motoru a liší se dle typu motorů (vznětové, zážehové, velkoobjemové, maloobjemové motory nebo dle typu ventilového rozvodu). Model je popsán pomocí středního třecího tlaku (FMEP), k jehož určení se využívají různé parametry (např. otáčky motoru, střední pístová rychlost, kompresní poměr, ...).

Pro H.B. Moss model tření je výchozí vztah středního třecího tlaku následující:

$$FMEP = 0,6 + (1,167 \cdot 10^{-4} \cdot RPM) + (0,03 \cdot SPM), \quad (4)$$

kde RPM jsou otáčky motoru a SPM je střední pístová rychlost (viz. [7]).



5 VÝPOČTOVÝ MODEL MOTORU

Pomocí simulačních modelů motorů lze zkoumat chování motorů, ať už při úpravách motorů nebo při vývoji nových motorů. Ke zhotovení simulačního modelu slouží simulační softwary a s jejich pomocí lze optimalizovat konstrukci a provozní podmínky motoru. Díky těmto simulačním softwarům tak můžeme ušetřit značné množství financí a času, které by jinak bylo nutné využít při fyzické realizaci každé úpravy motoru a následných měření na motoru. Zároveň je umožněno zkoušet a měnit mnoho různých parametrů motoru a tím vyladit co nejlépe charakteristiky motoru. Samozřejmě je nutné výsledné úpravy motoru podrobit různým měřením a srovnat tak výsledky simulace s realitou.

5.1 ZADANÝ TYP ZÁŽEHOVÉHO SPALOVACÍHO MOTORU

Zadaným motorem je čtyřtákní čtyřválcový motor Škoda. Motor byl zvolen, protože je dostupný na zkušebně ústavu automobilního a dopravního inženýrství a lze na něj aplikovat vytvořený numerický model elektronické řídicí jednotky. Motor je vybaven elektronicky řízeným vstřikováním a zapalováním.

Tab. 2 Parametry motoru

Typ konstrukce	Kapalinou chlazený čtyřtákní čtyřválcový motor
Zdvihový objem	997 cm ³
Vrtání	72 mm
Zdvih	61,2
Kompresní poměr	10:1
Otáčky volnoběhu	1700÷1800 ot/min
Typ rozvodů	OHV, 2 ventily na 1 válec
Příprava směsi	Elektronicky řízené přímé vstřikování paliva
Zapalování	Elektronicky řízené



Obr. 11 Zadaný motor Škoda



5.2 SIMULAČNÍ SOFTWARE LOTUS ENGINE SIMULATION

Výpočtový model a jednotlivé simulace byly provedeny v programu Lotus Engine Simulation, (dále LES). Software LES obsahuje velkou databázi konstrukčních elementů motoru. Některé z konstrukčních elementů obsahují již předdefinované hodnoty různých koeficientů výpočtových modelů (model hoření, tření nebo proudění, atd.), které byly zjištěny pro různé druhy motorů empirickým měřením. Software obsahuje volně dostupný podrobný manuál usnadňující práci a v případě nutnosti i obsáhlou a srozumitelnou nápovědu k jednotlivým prvkům.

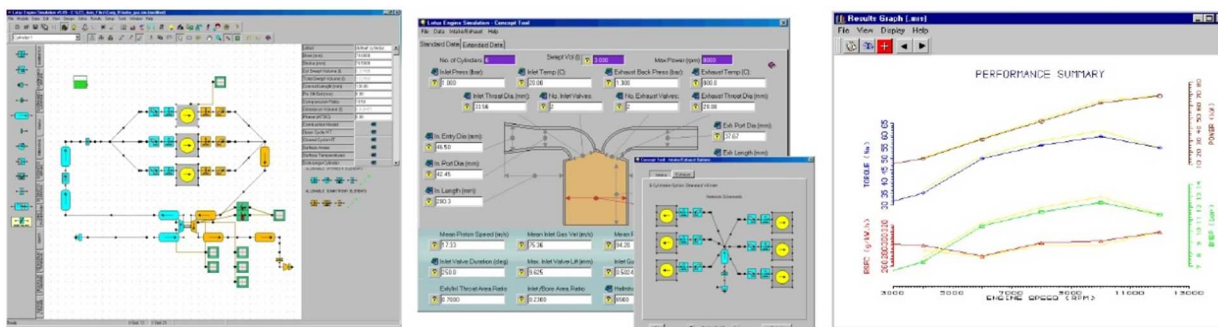
Simulační software LES kombinuje modely nestacionárního proudění plynu (např. sací nebo výfukové potrubí) a modely charakterizující spalovací proces, u kterých máme možnost nastavení různých parametrů pro daný typ motoru (např. válce, škrtkové klapky, atd.). Software LES dále obsahuje další simulační nástroje pro jednodušší a přesnější tvorbu simulačního modelu motoru (např. nástroj upřesňující tření, optimalizaci vačkových mechanismů nebo nástroj pro analýzu proudění sedlem ventilů).

Tento software byl vybrán i proto, že je v něm možné provádět simulace jak stacionárních, tak i přechodových režimů motoru. Dále umožňuje provádět tyto simulace při různém zatížení motoru (jak částečné, tak i plné zatížení).

Simulační software LES obsahuje tyto části: preprocesor, simulace a postprocesor. Preprocesorem je myšleno tvoření samotného modelu a zadávání hodnot daným prvkům motoru. Model se tedy skládá z jednotlivých prvků, kterým jsou zadány a nastaveny dané parametry. Tyto prvky reprezentují jednotlivé části motoru (např. válec, ventily, škrtkové klapky, atd.). Dále obsahuje preprocesor také určení testovacích podmínek (rozsah otáček, teplota a tlak nasávaného vzduchu nebo řízení poměru paliva a sávaného vzduchu).

Dalším krokem je simulace vytvořeného modelu. Software LES pracuje na principu numerického iteračního řešení vnitřních algoritmů. Samotné numerické řešení výpočtů je iteračním způsobem nalezeno ustálením právě počítaného parametru. Počet cyklů, které vedou konvergencí k ukončení výpočtu daného parametru je možno zadat při tvorbě preprocesoru.

Poslední částí simulačního softwaru LES je postprocesor, pomocí kterého můžeme zobrazit a zkoumat získané výsledky jak v textové podobě, tak v grafickém provedení nebo přímo na jednotlivých částech simulačního modelu.

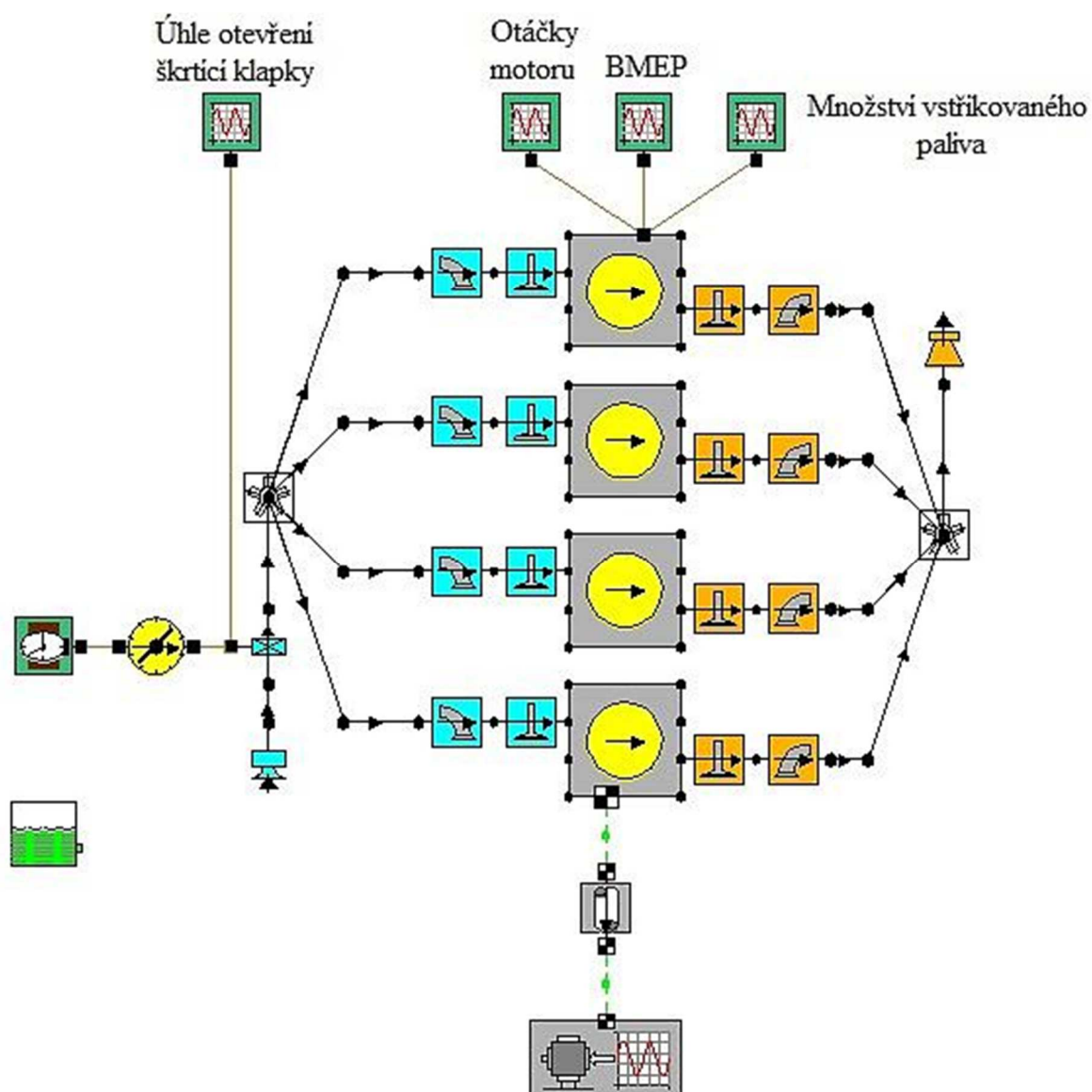


Obr. 12 Simulační software Lotus engine simulation (preprocesor, koncepční nástroje, preprocesor) [7]

5.3 VÝPOČTOVÝ MODEL MOTORU BEZ REGULACE ŘÍDÍCÍ JEDNOTKOU

Základní model simulovaného motoru (obr. 12) se skládá z jednotlivých prvků, kterým byly zadány potřebné parametry získané z manuálu daného motoru nebo měřením, či hodnotami z motorů podobných zadanému.

Jedná se o model bez řízení množství vstřikovaného paliva vytvořeným numerickým modelem řídicí jednotky. Množství vstřikovaného paliva bylo zadáno v počátečních podmínkách pomocí stechiometrického poměru (14,7 kg vzduchu na 1 kg paliva).



Obr. 13 Simulační model motoru bez regulace



5.3.1 VÁLCE MOTORU

Jedná se o prvek simulující válec motoru. Prvku byly nastaveny hodnoty parametrů vrtání 72 mm a zdvihu 61,2 mm, délky ojnice 138 mm, přesazení pístního čepu 0 mm a kompresního poměru 10:1. Dále bylo nastaveno pořadí zapalování jednotlivých válců (v pořadí 4 2 1 3). Pro simulace přechodových (transientních) režimů je nutné zadat hodnoty hmotností a hodnotu momentu setrvačnosti ojnice. Hmotnosti pístní skupiny jsou rozděleny na hmotnost pístu a pístního čepu ($m_p = 0,325$ kg, $m_{pc} = 0,11$ kg). Hmotnost ojnice se dělí na hmotnost posuvných a rotačních částí ($m_{rot} = 0,43988$ kg, $m_{rec} = 0,15262$ kg) a byly určeny z následujících vztahů:

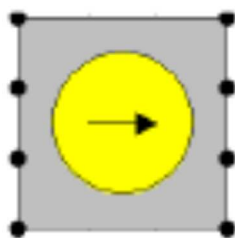
$$m_{rot} = \frac{a}{l} \cdot m_{oj}, \quad (5)$$

$$m_{rec} = \frac{b}{l} \cdot m_{oj}, \quad (6)$$

kde m_{oj} je hmotnost ojnice, m_{rot} je hmotnost rotačních částí, m_{rec} je hmotnost posuvných částí, a je vzdálenost středu oka ojnice pro čep klikového hřídele od těžiště, b je vzdálenost středu oka ojnice pro pístní čep od těžiště a l je celková délka ojnice mezi oběma jejími oky (viz. [7]).

Další parametry, které je nutné nastavit, jsou výpočtové modely hoření, přestupu tepla a tření. Jako model hoření jsem zvolil jednoduchý Wiebeho model s parametry $A=10$ a $M=2$, které byly již předdefinované. Modely přestupu tepla se dělí na přestup tepla otevřené a uzavřené části spalovacího cyklu. Pro oba tyto parametry jsem zvolil Woschniho model přestupu tepla s předdefinovanými hodnotami jednotlivých konstant. Dalšími parametry pro výpočet přestupu tepla, které je nutné zadat, jsou poměr plochy hlavy a vrtání válce, plochy pístu a vrtání válce, vzdálenost mezi horní polohou pístu a hlavou válce a počet částí, na které se dělí plocha válce při výpočtu. Všechny tyto hodnoty byly ponechány předdefinované.

Dále bylo nutné nastavit materiály jednotlivých částí válcové jednotky (válce, pístu a hlavy válce). Materiály hlavy válce a pístu byli nastaveny jako hliníkové a materiál válce motoru byl nastaven jako litina. Dalšími parametry, které je možné zadat, jsou chlazení, teploty chladicí kapaliny, koeficienty přestupu tepla a tloušťky stěny válce. Hodnoty těchto parametrů jsem nechal opět předdefinované. Posledním parametrem, který je nutné zadat válcové jednotce, je model proplachování válce. Zde jsem ponechal ideální proplachování válce.



Obr. 14 Prvek válec motoru

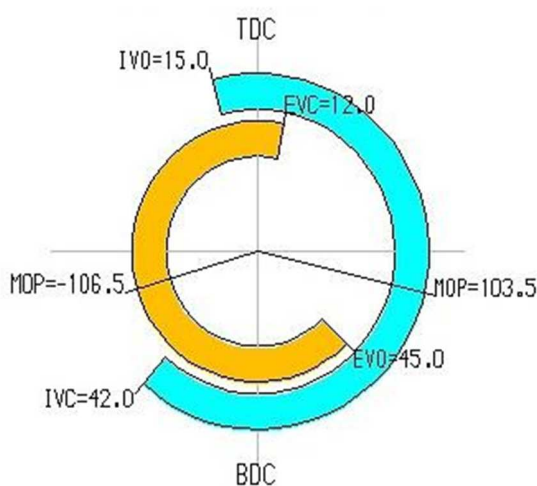


5.3.2 VENTILY MOTORU

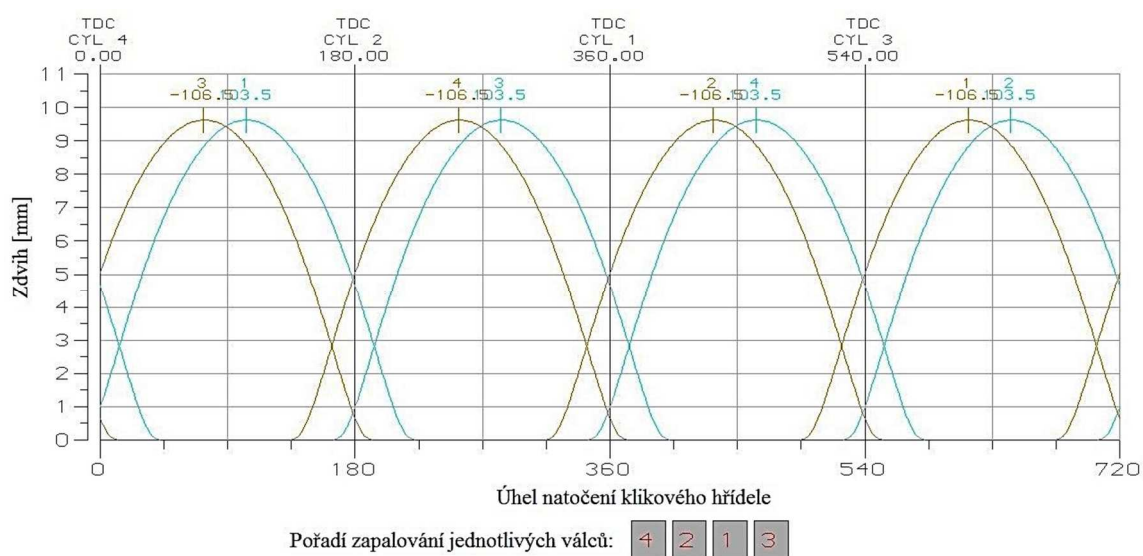
Tento prvek se dělí na sací a výfukové ventily. Těmto prvkům se zadává časovací diagram, průběh zdvihu a maximální zdvih ventilu. Hodnoty časování ventilů (úhel zavření a otevření ventilů) byly stanoveny z manuálu motoru, průběh zdvihu a maximální zdvih byly stanoveny z koncepčního nástroje softwaru, používaného při počáteční tvorbě simulačního modelu.



Obr. 15 Prvky sacích a výfukových ventilů



Obr. 16 Časovací diagram ventilů



Obr. 17 Časový průběh zdvihu ventilů a pořadí zapalování válců



5.3.3 SEDLA VENTILŮ

Jedná se o prvky, které je nutné připojit k sacím a výfukovým ventilům. Těmto prvkům se zadávají hodnoty průměru sedel ventilů, počet ventilů na válec a průtoková charakteristika sedel ventilů. Zadaný motor je osazen dvěma ventily na každý válec motoru. Proto jsem zvolil dva ventily na každý válec. Průtoková charakteristika sedla ventilů byla opět stanovena z koncepčního nástroje softwaru, používaného při počáteční tvorbě simulačního modelu. Tato charakteristika je sestavena z jednotlivých poměrů L/D (zdvih ventilu/průměr sedla ventilu) a jím přiřazeným hodnotám průtokového koeficientu. (viz. tabulka č. 3).

Tab. 3 Průtoková charakteristika sedla ventilů

Poměr L/D	Průtokový koeficient
0,00	0,0000
0,05	0,1550
0,10	0,3000
0,15	0,4443
0,20	0,5681
0,25	0,6462
0,30	0,6862
0,35	0,7100
0,40	0,7100
0,45	0,7100

5.3.4 SACÍ A VÝFUKOVÉ POTRUBÍ

Jednotlivé prvky jsou spojeny potrubím. Základní parametry zadávané tomuto prvku jsou délka a průřez potrubí. Potrubí lze rozdělit na více částí o různých délkách a průřezech. Dalšími zadávanými parametry jsou tloušťka stěny potrubí, materiál potrubí a způsob chlazení potrubí. Délky a průřezy potrubí byly voleny tak, aby se otáčková charakteristika simulovaného motoru co nejvíce blížila otáčkové charakteristice naměřené na zadaném motoru. Hodnoty parametru tření v potrubí a počet dílů, na které se potrubí rozdělí při výpočtech, byly ponechány předdefinované.

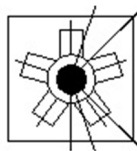


Obr. 18 Prvek sacího a výfukového potrubí



5.3.5 SPOJENÍ JEDNOTLIVÝCH POTRUBÍ

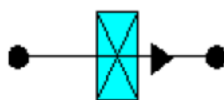
Jedná se o prvek, který definuje geometrii spojení dvou a více potrubí. Prvek určuje tvar spojení nebo rozdělení potrubí pomocí úhlů mezi jednotlivými potrubí. Tento prvek jsem použil při rozdělení sacího potrubí a spojení výfukového potrubí.



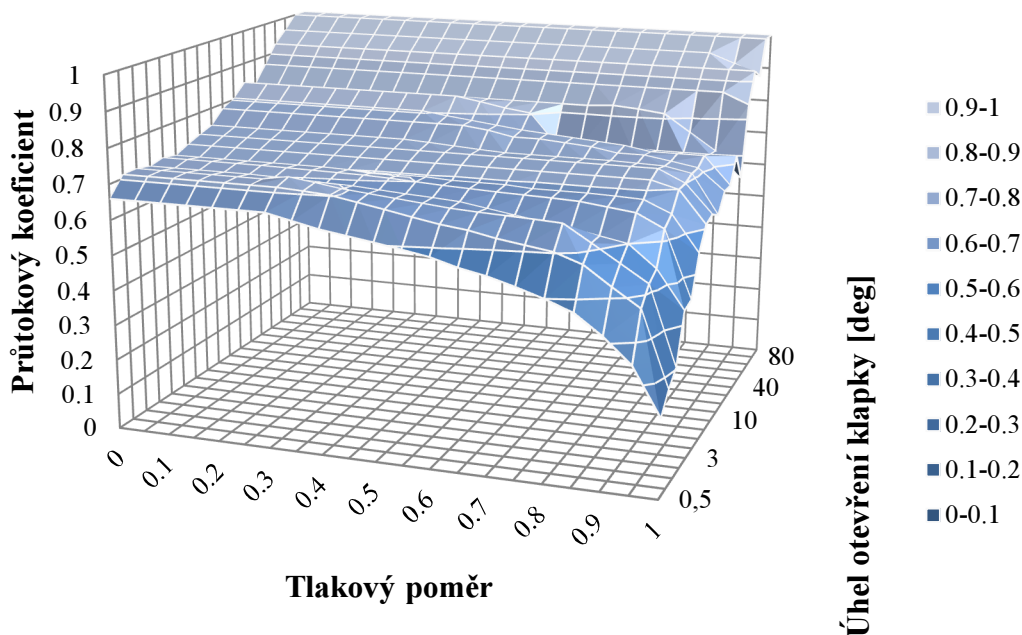
Obr. 19 Prvek udávající tvar spojení potrubí

5.3.6 ŠKRTICÍ Klapka

Prvním parametrem, který je u tohoto prvku nutné nastavit, je typ škrťací klapky. Zadaný motor je vybaven klasickou škrťací klapkou. Pro tento typ škrťací klapky je nutné zadat typ průtokové charakteristiky. Zvolil jsem předdefinovanou průtokovou charakteristiku, zadanou pomocí 2D mapy. 2D mapa obsahuje průtokové koeficienty definované pomocí tlakového poměru a úhlu natočení škrťací klapky.



Obr. 20 Prvek škrťací klapka



Obr. 21 Předdefinovaná 2D mapa škrťací klapky



5.3.7 HRANICE MODELU

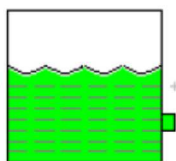
Prvky hranice modelu jsou prakticky okrajové podmínky simulačního modelu, které je nutné zadat pro správnou funkci modelu. Na vstupu se definuje tlak a teplota nasávaného vzduchu (zvolil jsem konstantní atmosférický tlak a teplotu 20°C) a na výstupu se definuje tlak, do kterého vstupují výfukové plyny (volil jsem opět konstantní atmosférický tlak). Tyto hodnoty se zadávají v závislosti na otáčkách motoru.



Obr. 22 Prvek vstupního a výstupního ohraničení modelu

5.3.8 PALIVOVÁ NÁDRŽ

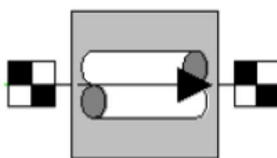
Prvek palivové nádrže není spojen se zbytkem modelu. Pomocí tohoto prvku se zadává typ paliva a typ palivového systému. Jelikož zadáním motorem je motor zážehový, volím jako palivo benzín, jehož parametry jsou předem předdefinované (lze tyto parametry předdefinovat). Zadaný motor využívá elektronicky řízené přímé vstřikování paliva (proto volím parametr přímé vstřikování paliva).



Obr. 23 Prvek palivové nádrže

5.3.9 HŘÍDEL NAHRAZUJÍCÍ MOMENT SETRVAČNOSTI MOTORU

Tento prvek má za úkol nahradit moment setrvačnosti rotačních hmot zadaného motoru (např. kliková hřídel).



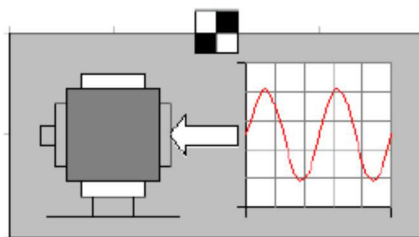
Obr. 24 Prvek nahrazující moment setrvačnosti motoru

5.3.10 MOTOROVÁ BRZDA

Motorová brzda se využívá při simulacích různých přechodových režimů. Je zde nutné zadat testovací podmínky pro přechodový režim, ale i podmínky pro režim stacionární. Hodnoty



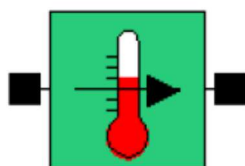
získané ze simulace stacionárního režimu jsou využity jako vstupní data pro simulaci přechodových režimů.



Obr. 25 Prvek motorová brzda

5.3.11 SNÍMAČE

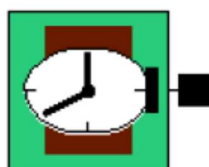
Snímače jsem použil pro snímání různých parametrů v dané části motoru, se kterou je snímač spojen. Prvek snímače nám také umožňuje různě upravovat snímáný signál (např. derivovat, vzorkovat, atd.).



Obr. 26 Prvek snímače

5.3.12 ČASOVAČ

Slouží jako indikátor času, který mohou využívat akční členy pro svou činnost. Jako proměnnou veličinu, na které mohou být akční členy závislé, můžeme volit čas nebo pracovní cykly motoru. Také je nutné uvažovat, zda se jedná o simulace stacionárních nebo přechodových režimů.

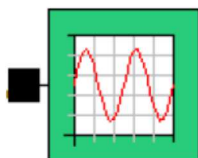


Obr. 27 Prvek časovače



5.3.13 ZAZNAMENÁVÁNÍ PARAMETRŮ

Jedná se o prvek, který má za úkol zaznamenávat hodnoty zvoleného parametru a následně tyto hodnoty zpracovat v postprocesoru. Je možné volit mezi zaznamenáváním hodnot při přechodovém nebo stacionárním režimu. Hodnoty je možné zaznamenávat v závislosti na čase nebo úhlu natočení klikového hřídele.



Obr. 28 Prvek Data Logger

5.3.14 AKČNÍ ČLEN

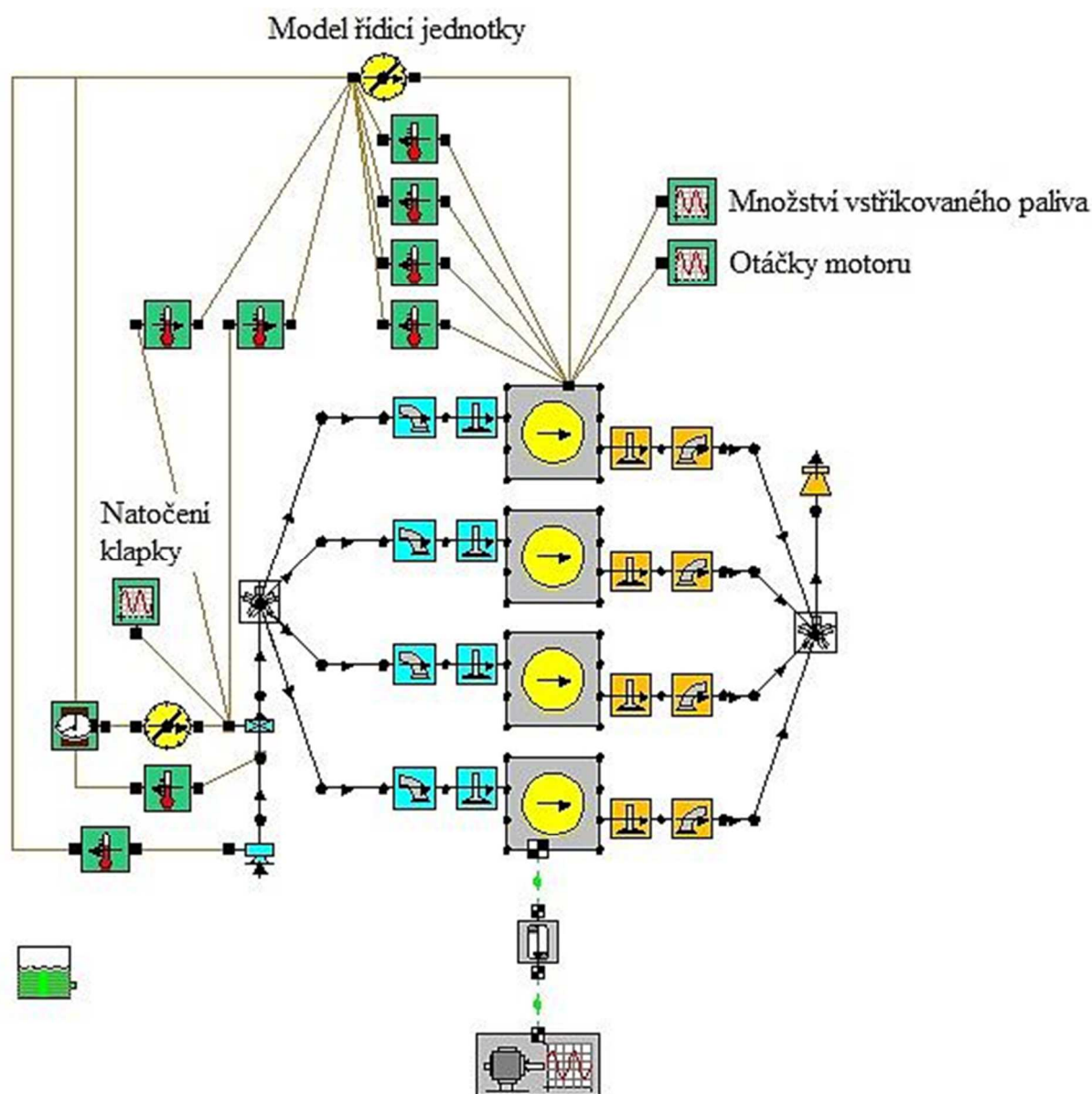
Prvek akční člen přijímá vstupní signál z prvku snímače nebo časovače. Výstupem je parametr, kterým regulujeme daný prvek, do něhož je výstup z prvku přiveden. Ve výpočtovém modelu jsem využil prvek k ovládání škrticí klapky a také k určení množství vstřikovaného paliva (numerický model řídicí jednotky).



Obr. 29 Prvek akční člen

5.4 MODEL MOTORU S REGULACÍ ŘÍDÍCÍ JEDNOTKOU

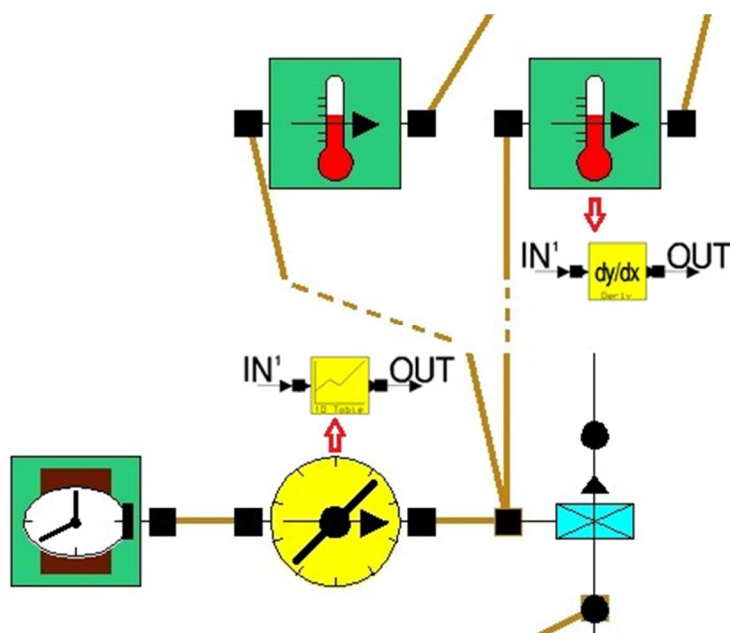
Elektronické systémy vstřikování paliva mají za úkol připravit směs paliva se vzduchem v optimálním poměru, a tím dosáhnout co nejnižší spotřeby, nejmenšího obsahu škodlivin ve výfukových plynech a co největšího výkonu. K ideálnímu spálení paliva a tím i k dosažení nejlepších vlastností motoru dochází při stechiometrickém poměru ($\lambda=1$). Tento ideální poměr paliva se vzduchem není možné u reálných motorů dodržet, protože se současnou technologií nejsme schopni v každém časovém okamžiku určit přesnou dávku paliva. Jsme však schopni se tomuto poměru velmi přiblížit pomocí regulace vstřikovaného paliva pomocí elektronické řídicí jednotky.



Obr. 30 Výpočtový model s regulací řídicí jednotkou

5.4.1 SYSTÉM OVLÁDÁNÍ ŠKRTICÍ Klapky

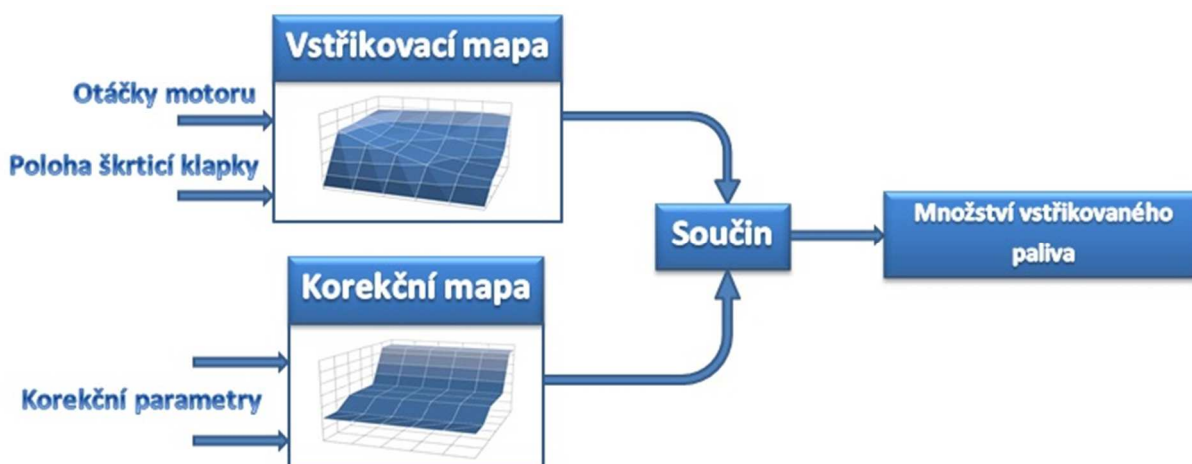
Při jízdě je natočení škrticí klapky závislé na poloze plynového pedálu. Ve výpočtovém modelu jsem použil pro ovládání škrticí klapky akční člen obsahující funkci závislou v čase, která nahrazuje průběh sešlápnutí plynového pedálu řidičem. Pro různé přechodové režimy jsem použil různé časové průběhy otevření nebo zavření škrticí klapky, probíhající po stejné dlouhou dobu (3 sekundy). Snímání úhlu natočení škrticí klapky je realizováno pomocí snímače polohy. Dále bylo nutné snímat úhlovou rychlost škrticí klapky, která byla realizována pomocí snímače derivující změnu úhlu natočení škrticí klapky v čase. Tyto hodnoty ze snímačů byly předávány numerickému modelu řídicí jednotky k regulaci množství vstřikovaného paliva.



Obr. 31 Systém ovládání škrticí klapky

5.4.2 NUMERICKÝ MODEL ŘÍDICÍ JEDNOTKY

Množství vstřikovaného paliva určuje elektronická řídicí jednotka za pomoci signálů ze snímačů, informující o stavu motoru a okolních provozních podmínkách. Tyto signály dále zpracovávají a vyhodnocují vstřikovací a korekční mapy uložené v řídicí jednotce. Vstřikovací mapa určuje množství vstřikovaného paliva pro konkrétní otáčky motoru a množství nasávaného vzduchu. Korekční mapy obstarávají korekci množství vstřikovaného paliva určené vstřikovací mapou, dle různě se měnících provozních podmínek (např. rychlost sešlápnutí plynového pedálu, teploty motoru nebo nasávaného vzduchu, atd.). Numerický model elektronické řídicí jednotky jsem sestavil dle vzoru současných řídicích jednotek zážehových spalovacích motorů.

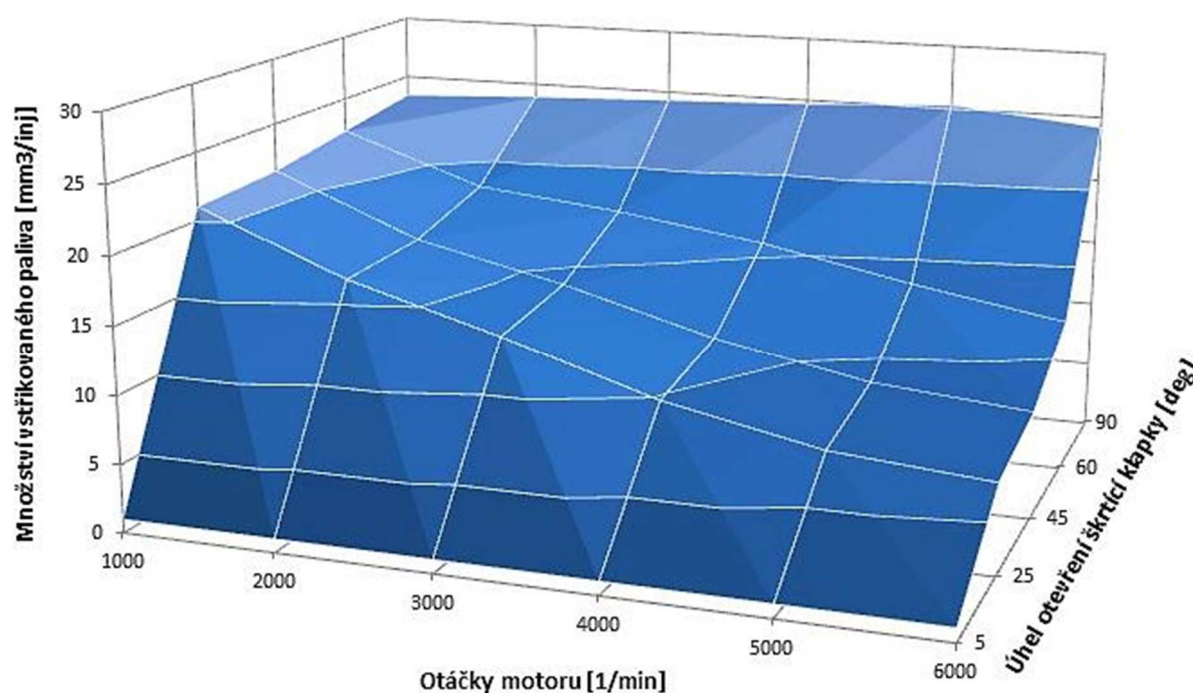


Obr. 32 Schéma řídicí jednotky

Pro sestavení vstřikovací mapy byly použity hodnoty parametrů získané ze simulací stacionárních režimů. Množství vstřikovaného paliva (mm^3 na jeden vstřík) je určováno v závislosti na otáčkách motoru a poloze škrtkové klapky (viz. Tabulka č. 4).

Tab. 4 Vstřikovací mapa (množství vstřikovaného paliva [$\text{mm}^3/\text{vstřík}$])

Otáčky motoru [min^{-1}]	Úhel otevření škrtkové klapky [°]				
	5	25	45	60	90
1000	1,00	20,97	21,33	22,35	23,37
2000	1,00	16,53	16,81	18,55	23,89
3000	1,00	13,35	14,28	17,36	24,31
4000	1,00	9,85	11,19	15,72	24,67
5000	1,00	7,53	8,97	13,47	25,28
6000	1,00	6,60	7,95	11,52	24,19



Obr. 33 Vstřikovací mapa řídicí jednotky

Pro korekci vstřikovaného paliva jsem využil snímaných hodnot otáček motoru, okolní teploty a tlaku, teploty a okamžitého zatížení motoru. Hodnoty korekčních parametrů pro jednotlivé korekční mapy byly určeny dle současných modelů řídicí jednotky zážehových motorů.

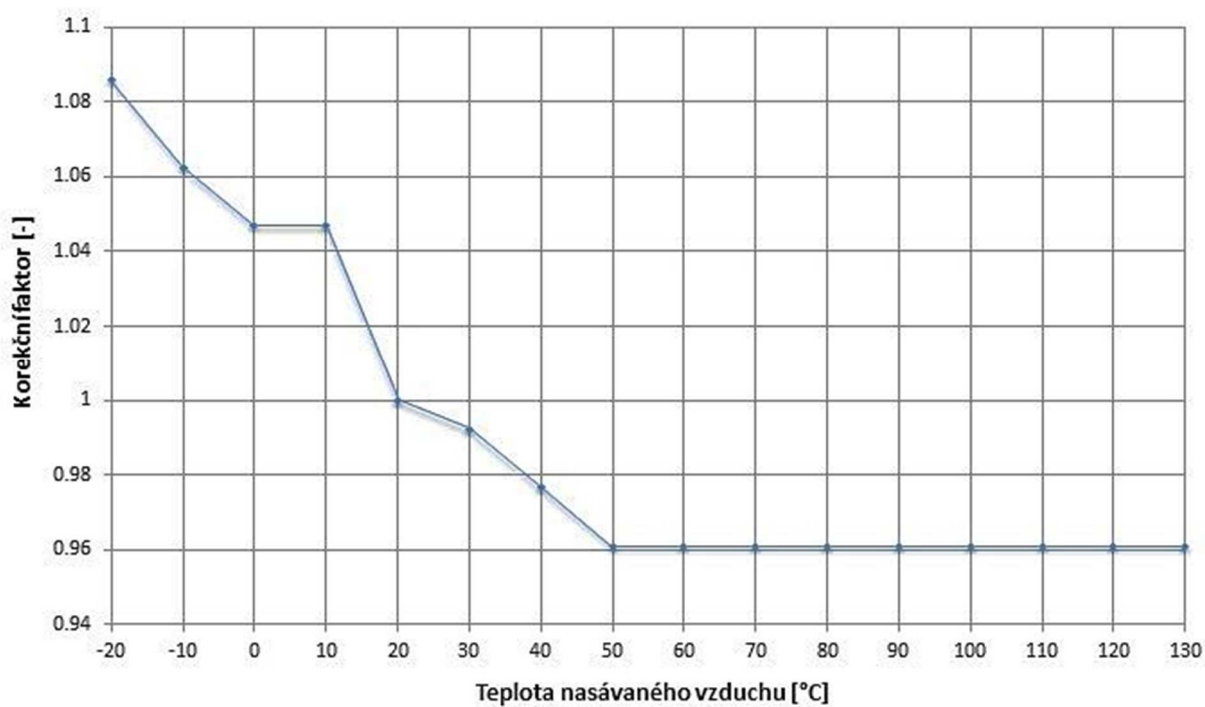
Korekční mapa pro teplotu nasávaného vzduchu reguluje množství vstřikovaného paliva v závislosti na teplotě okolního prostředí. Při nižších teplotách okolního prostředí je palivová směs více obohacována, naopak při vyšších teplotách je palivová směs ochuzována (viz.



Tabulka č. 5). Podobné je to u korekční mapy pro okolní tlak, kdy naopak při nižším tlaku je palivová směs ochuzována a při vyšším obohacována (viz. Tabulka č. 6).

Tab. 5 Korekční mapa (Teplota nasávaného vzduchu)

Teplota nasávaného vzduchu [°C]	Korekční faktor [-]
-20	1,086
-10	1,063
0	1,047
10	1,047
20	1,000
30	0,992
...	...

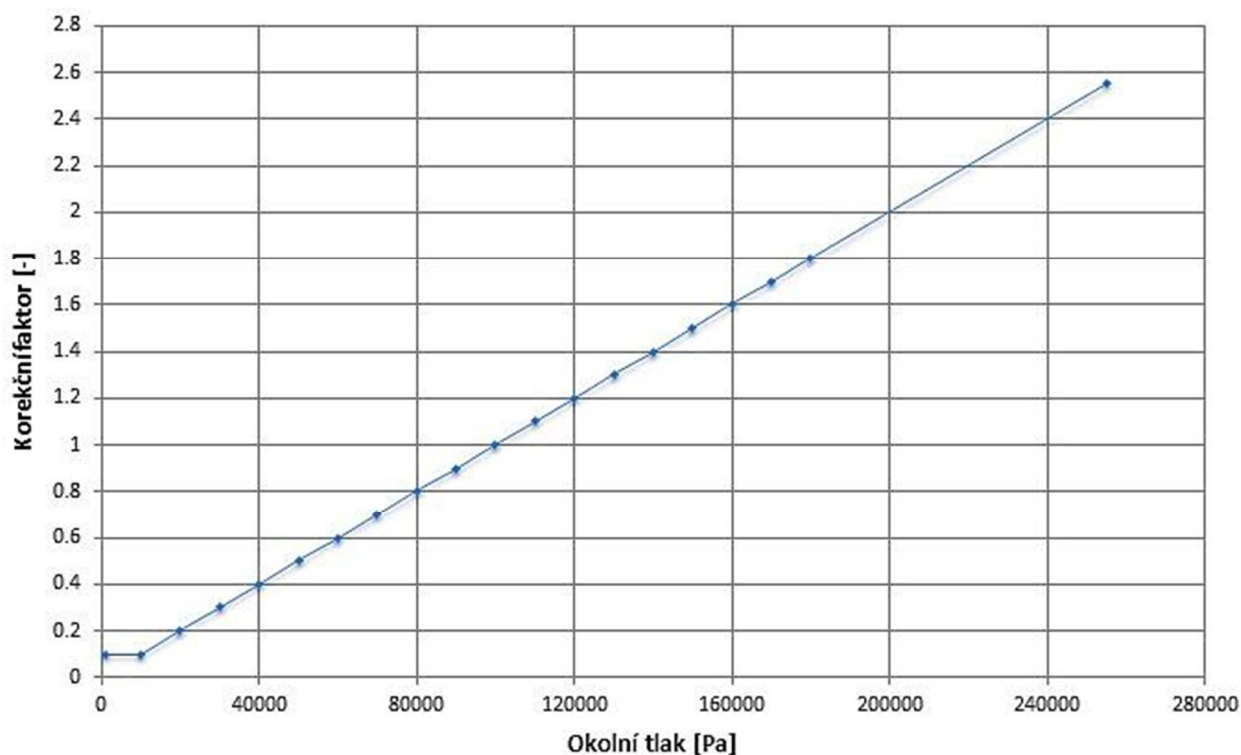


Obr. 34 Korekční mapa (Teplota nasávaného vzduchu)



Tab. 6 Korekční mapa (Okolní tlak)

Okolní tlak [Pa]	Korekční faktor [-]
1000	0,1
10000	0,1
20000	0,2
30000	0,3
...	...
100000	1,0
110000	1,1
...	...

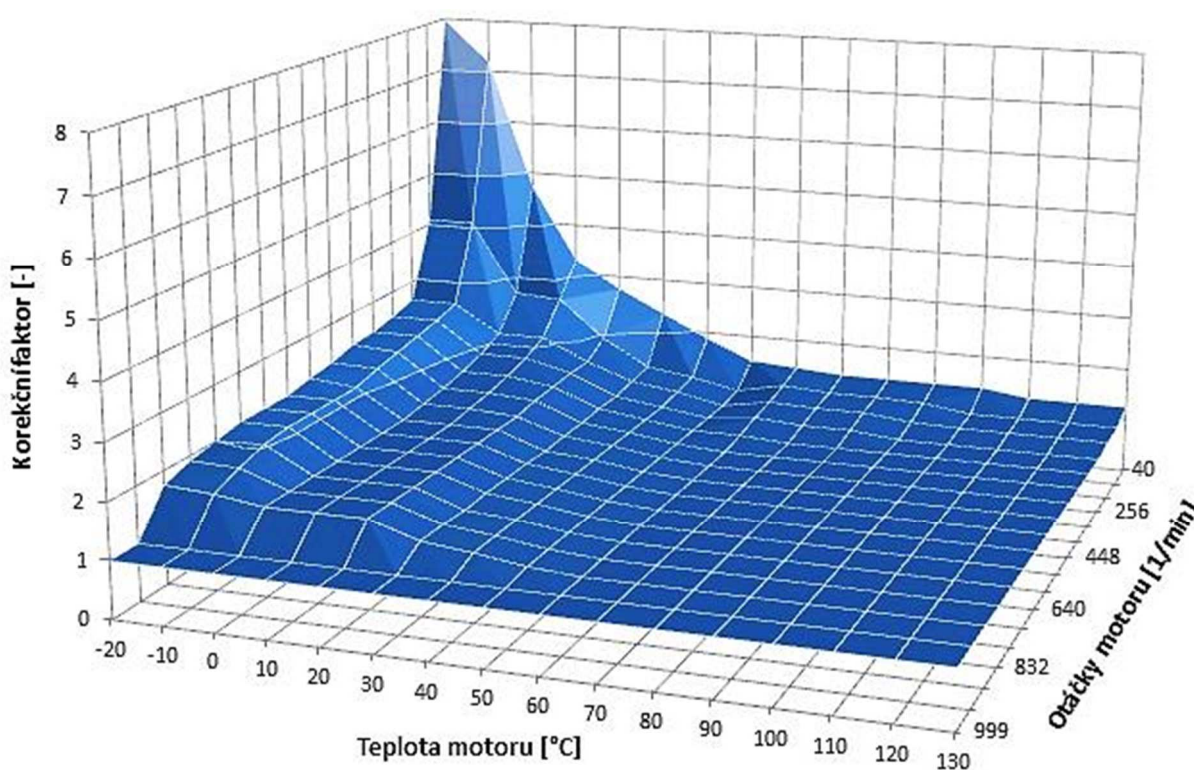


Obr. 35 Korekční mapa (Okolní tlak)

Dále jsem použil korekční mapu pro teplotu motoru, resp. korekci vstřikovaného paliva pro studený start motoru. Regulace množství vstřikovaného paliva je zde provedeno pomocí hodnot ze snímače teploty a počtu otáček klikového hřídele od startu motoru. Jedná se o korekci při rozběhu studeného motoru. Je-li teplota motoru při rozběhu příliš nízká, dochází k obohacování palivové směsi a naopak při vyšší teplotě motoru se hodnota korekčního faktoru snižuje (viz. Tabulka č. 7).

Tab. 7 Korekční mapa (Studený start motoru)

Teplota motoru [°C]	Otáčky motoru [min ⁻¹]						
	40	128	192	256	320	...	999
-20	7,969	4,094	2,625	2,5	2,406	...	1,000
-10	7,188	4,094	2,625	2,5	2,406	...	1,000
0	4,719	2,719	2,094	1,906	1,781	...	1,000
10	3,281	2,656	2,094	1,906	1,781	...	1,000
20	2,750	1,938	1,688	1,688	1,656	...	1,000
...



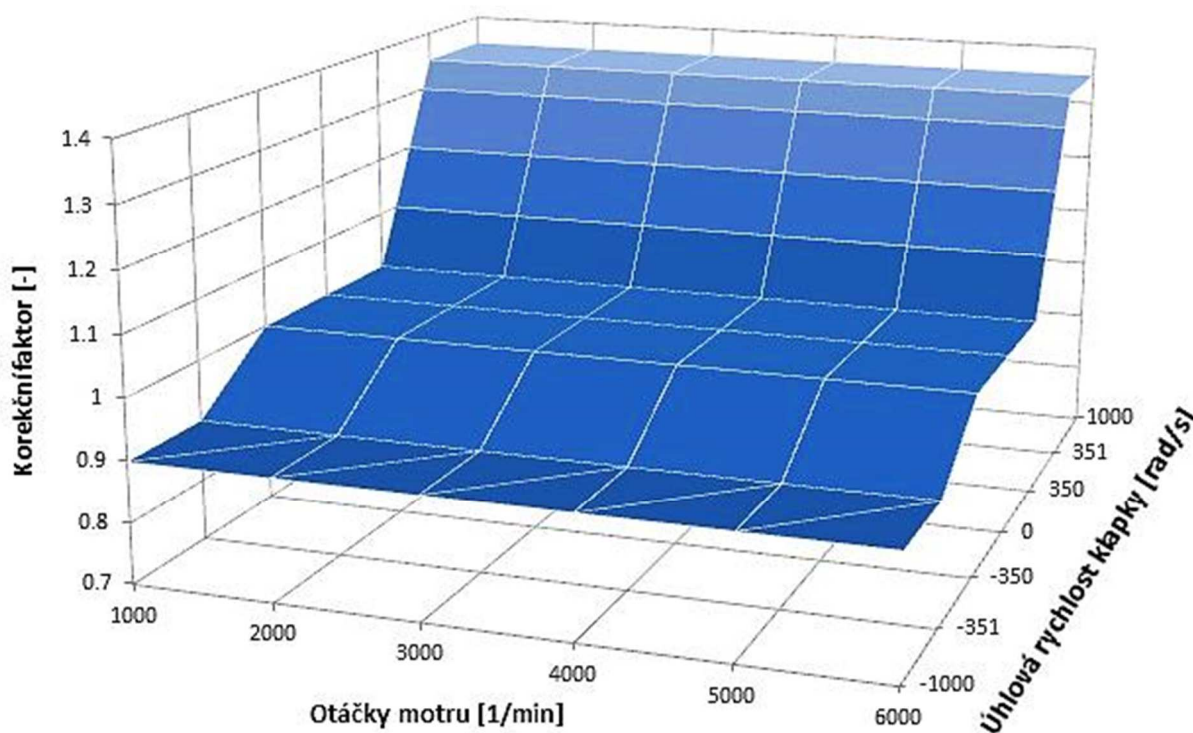
Obr. 36 Korekční mapa (Studený start)

Jako poslední korekci jsem použil korekční mapu pro okamžité zatížení motoru. Jedná se o korekci množství vstřikovaného paliva v závislosti na rychlosti sešlápnutí nebo vyšlápnutí plynového pedálu a otáčkách motoru. Při prudkém sešlápnutí plynového pedálu dojde k obohacení palivové směsi a naopak při prudkém vyšlápnutí plynového pedálu dojde k ochuzení palivové směsi (viz. Tabulka č. 8). Snímání rychlosti sešlápnutí (vyšlápnutí) plynového pedálu je realizováno pomocí snímání hodnoty natočení škrticí klapky a tato hodnota je následně derivována k získání hodnoty úhlové rychlosti otevření (zavření) škrticí klapky.



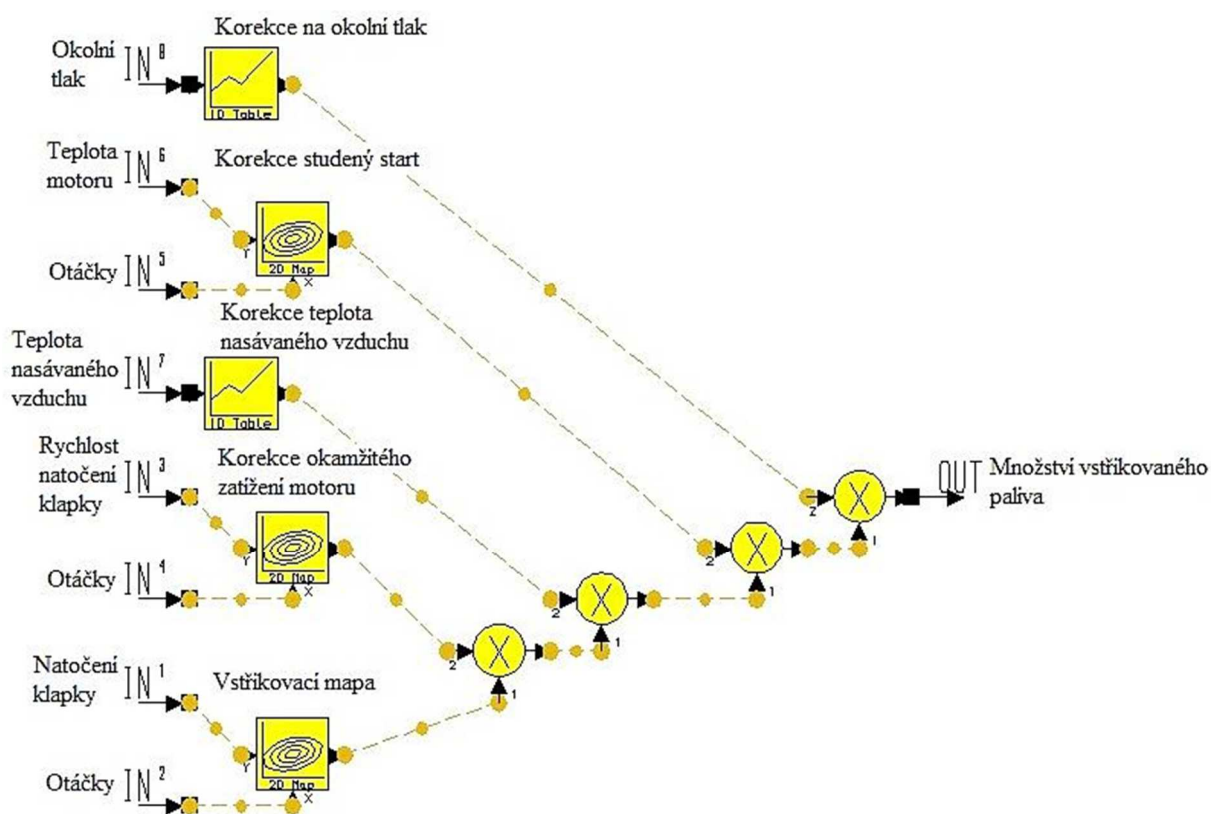
Tab. 8 Korekční mapa (Okamžité zatížení motoru)

Otáčky motoru [min^{-1}]	Úhlová rychlost škrticí klapky [rad/s]						
	-1000	-351	-350	0	350	351	1000
1000	0,9	0,9	1,0	1,0	1,0	1,35	1,35
2000	0,9	0,9	1,0	1,0	1,0	1,35	1,35
3000	0,9	0,9	1,0	1,0	1,0	1,35	1,35
4000	0,9	0,9	1,0	1,0	1,0	1,35	1,35
5000	0,9	0,9	1,0	1,0	1,0	1,35	1,35
6000	0,9	0,9	1,0	1,0	1,0	1,35	1,35



Obr. 37 Korekční mapa (Okamžité zatížení motoru)

Všechny tyto mapy (vstřikovací i korekční) jsou uloženy v prvku akční člen, který představuje numerický model řídicí jednotky. Výsledné množství vstřikovaného paliva (výstupní signál) je dáno součinem výstupních hodnot z těchto map.



Obr. 38 Numerický model řídicí jednotky



6 PODMÍNKY PŘI SIMULACI

Před samotnou simulací je nutné, kromě hodnot parametrů jednotlivých vkládaných prvků, zadat hodnoty parametrů popisující provozní podmínky motoru a zatížení motoru (v případě připojení motoru na brzdu). Některé tyto hodnoty se liší pro stacionární a přechodový režim. Na rozdíl od stacionárního režimu se u přechodových režimů liší některé hodnoty zadávaných parametrů (např. počáteční otáčky). Z tohoto důvodu uvádím pouze obecně zadávané parametry a konkrétní hodnoty těchto parametrů budou uvedeny u jednotlivých výsledků simulací přechodových režimů.

6.1 PODMÍNKY PŘI SIMULACI STACIONÁRNÍCH REŽIMŮ

- Prvním parametrem, který zadávám je počet simulovaných otáčkových stavů motoru a hodnota otáček, odpovídající danému stavu. Zvolil jsem 6 otáčkových stavů v rozmezí 1000 až 6000 min^{-1} .
- Dalším zadávaným parametrem je tzv. fáze hoření, který udává hodnotu natočení klikové hřídele v okamžiku, kdy je spáleno 50 % palivové směsi. Ponechal jsem předdefinované hodnoty, které odpovídají ideálnímu předstihu zapalování a také optimálnímu spálení palivové směsi ve válci motoru.
- Následně je nutné zadat dobu spálení 10-90% palivové směsi ve válci. Hodnota je zadávána ve stupních natočení klikové hřídele od horní úvratí. Opět jsem ponechal předdefinované hodnoty.
- Důležitým parametrem pro správnou tvorbu palivové směsi je množství vstřikovaného paliva a tzv. efektivita hoření. Parametru efektivita hoření jsem ponechal přednastavené hodnoty. Množství vstřikovaného paliva jsem, pro model bez regulace vstřikování paliva, zadal jako A/F ratio (poměr hmotnosti paliva a nasávaného vzduchu). Pro model s regulací vstřikovaného paliva řídicí jednotkou jsem zadával přímo množství vstřikovaného paliva (mm^3 na jeden vstřík).
- Dalším nastavovaným parametrem je třetí model. Zde jsem volil třetí model dle H.B. Moss, který je vhodný pro zážehové spalovací motory.
- Následujícím záložka řešení popisuje maximální počet výpočtových cyklů pro jednotlivé otáčkové stavy, které konvergenčí vedou ke správnému výpočtu. Pro mé výpočty jsem ponechal předdefinované hodnoty, které jsou vyhovující.
- Pro postprocesing je nutné zadat data, které chci zaznamenávat a popřípadě graficky vykreslit. Opět ponechám předdefinované nastavení zachycující všechny data, které požadují.
- Posledním prvkem je záložka pro aktivaci nebo deaktivaci využitých akčních členů. Zde ponechám všechny akční členy aktivní.

6.2 PODMÍNKY PŘI SIMULACI PŘECHODOVÝCH REŽIMŮ

Pro simulace přechodových režimů je nutné použít prvek motorová brzda. Tomuto prvku jsem nejprve nastavil počáteční testovací bod, který odpovídá jednomu otáčkovému stavu ze stacionárního režimu. Dále je nutné zadat nezávislou proměnnou, pro zaznamenávání a vykreslování sledovaných parametrů. Je zde možnost volby mezi časem nebo cykly motoru. Pro přehlednější vykreslení výsledků simulací jsem zvolil čas. V závislosti na zvolené



proměnné je nutné zadat hodnotu trvání simulovaného děje (při delší trvání děje roste i časová náročnost simulace).

Dalším údajem pro simulace přechodových režimů je moment setrvačnosti motorové brzdy. V souladu se zvolenou nezávislou proměnnou je nutné také zvolit krok výpočtu, proto jsem zvolil časový krok (volba času jako nezávislá proměnná).

Nejpodstatnější parametr, který je nutné zadat, je zátěž motoru. Jako zátěž motoru jsem zvolil střední efektivní tlak (MEP), jehož hodnoty se zadávají v tabulce, v závislosti na zvolené nezávislé proměnné. Hodnotu pro zátěž jsem zvolil 0,8 MPa (konstantní po celou dobu trvání simulovaného děje), dle údajů získaných ze simulace stacionárního režimu. Při této hodnotě akceleruje motor ve všech otáčkových stavech. Zároveň není tato hodnota příliš malá a tím nedochází k přílišné akceleraci motoru.



7 OVĚŘENÍ FUNKCE MODELU ŘÍDICÍ JEDNOTKY

Pro ověření správné funkce numerického modelu jsem zvolil simulace dvou typů přechodových režimů. Jedné se o simulaci akcelerace motoru při zrychlování automobilu a simulaci přeřazení převodového stupně, protože jde o využívané přechodové režimy při evropském jízdním cyklu. Pro posouzení správné funkce modelu jsem zvolil tyto parametry: otáčky motoru, množství vstřikovaného paliva, A/F ratio a natočení škrtkic klapky. Všechny tyto parametry byly zaznamenávány v závislosti na čase.

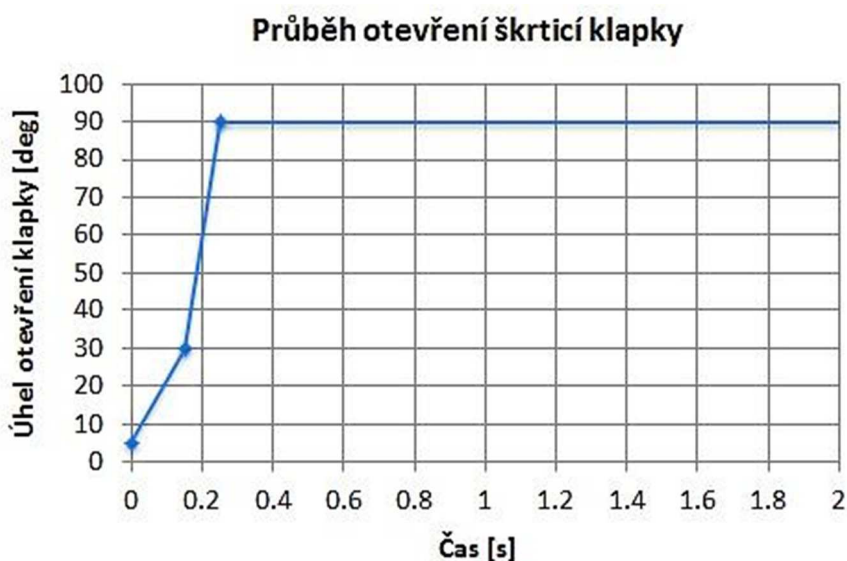
7.1 AKCELERACE MOTORU

Jako první jsem zvolil simulaci akcelerace motoru, protože jak jsem již uvedl, jedná se o přechodový režim využívaný při evropském jízdním cyklu (dále NEDC). Při akceleraci motoru se značně projevuje vliv momentů setrvačnosti pohyblivých částí motoru. Průběh sešlápnutí plynového pedálu bylo nahrazeno akčním členem (kapitola 5.4.1).

Jelikož průběh akcelerace závisí na více faktorech, provedl jsem simulace pro některé tyto faktory. Jedná se o vliv počátečních otáček a různý průběh sešlápnutí plynového pedálu (průběh otevření škrtkic klapky). Průběh akcelerace pro všechny režimy jsem porovnával s průběhem akcelerace modelu bez regulace množství vstřikovaného paliva řídicí jednotkou.

7.1.1 AKCELERACE Z RŮZNÝCH OTÁČEK

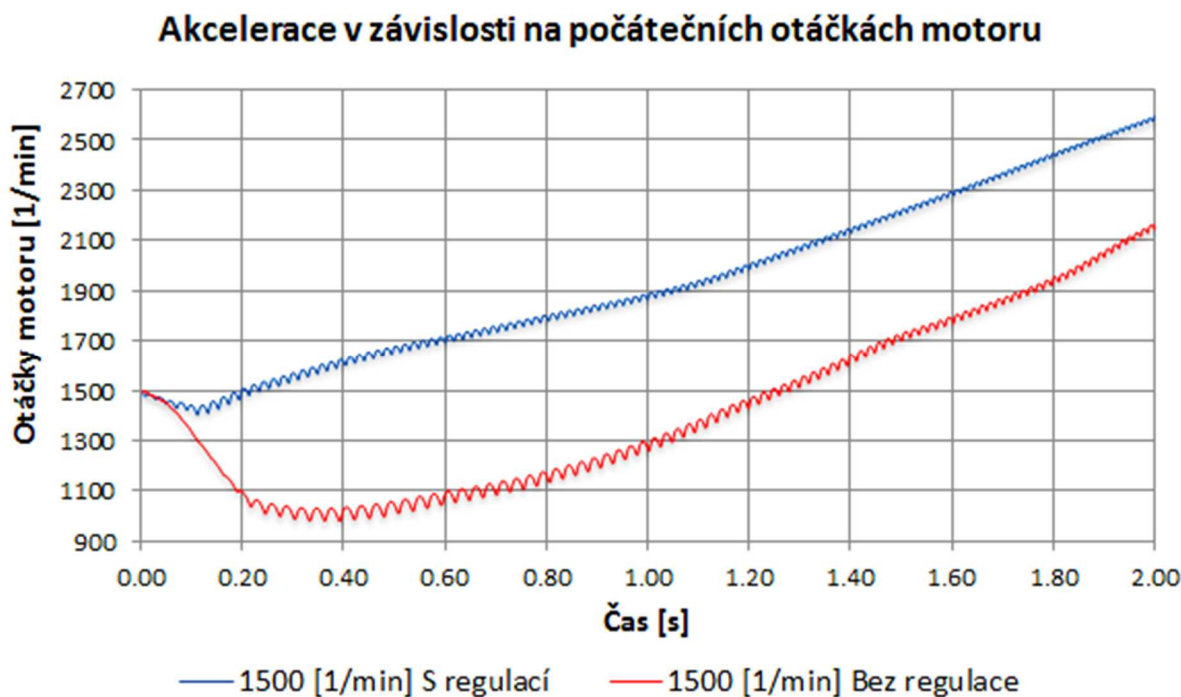
Pro tyto simulace jsem zvolil tři hodnoty počátečních otáček motoru. Jako první jsem zvolil otáčky 1500 min^{-1} , což jsou hraniční otáčky při volnoběhu motoru a zároveň z těchto otáček akcelerujeme při rozjezdu. Dále jsem zvolil otáčky 2000 min^{-1} , ze kterých probíhá akcelerace v druhé části NEDC. Jako poslední jsem zvolil otáčky 2900 min^{-1} , ze kterých probíhá při NEDC poslední část akcelerace a také tvoří oblast otáček, které jsou často využívány.



Obr. 39 Průběh otevření škrtkic klapky



Pro všechny tři počáteční otáčky jsem zvolil stejný průběh sešlápnutí plynového pedálu (otevření škrticí klapky) a také stejný moment setrvačnosti pohybujících se částí motoru ($0,12\text{kg}\cdot\text{m}^2$). Hodnota zátěže motoru (vyjádřena v MEP) byla zvolena konstantní $0,8\text{Mpa}$. Při tomto přechodovém režimu je využita hlavně korekční mapa pro okamžitou zátěž motoru, obohacující směs při rychlém sešlápnutí pedálu.

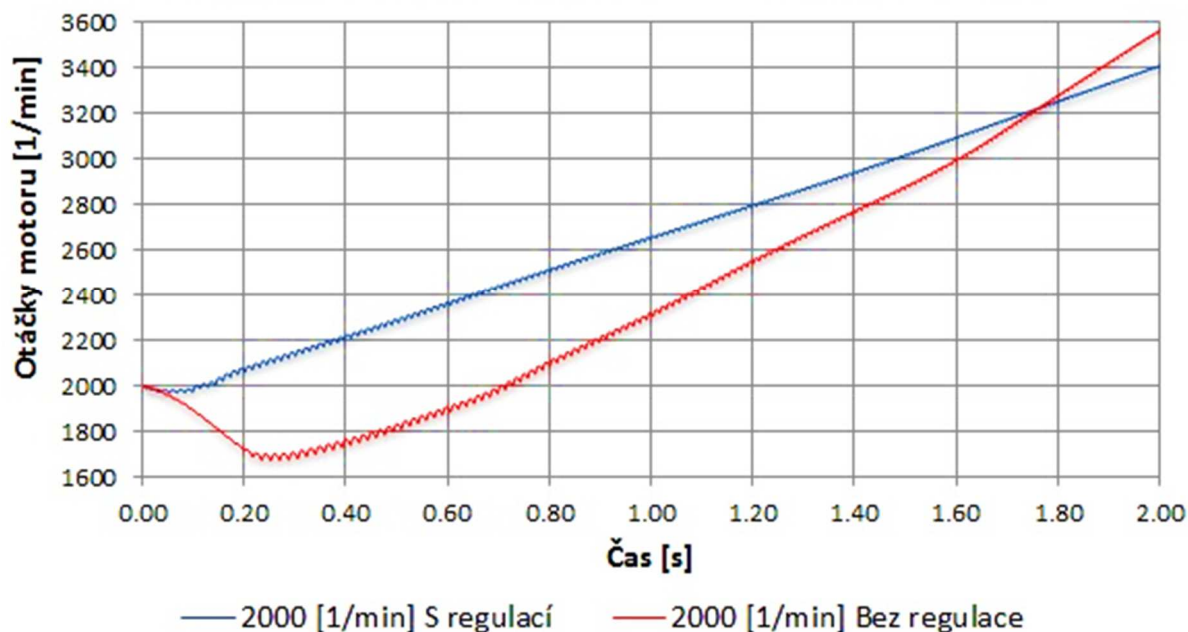


Obr. 40 Časový průběh akcelerační motoru z počátečních otáček 1500min^{-1}

Při akceleraci z výchozích otáček 1500min^{-1} je patrný vliv korekční mapy při rychlém sešlápnutí plynového pedálu. Při regulaci množství vstřikovaného paliva řídicí jednotkou je palivová směs obohacována po dobu 0,3 sekundy od sešlápnutí plynového pedálu a díky tomu rychleji reaguje na požadavek řidiče na zrychlení automobilu. U modelu bez regulace řídicí jednotkou je množství vstřikovaného paliva řízeno konstantní hodnotou A/F poměru (14,46), tím nedojde k potřebnému obohacení palivové směsi při prvních 0,3 sekundách a proto je reakce na rychlost sešlápnutí plynového pedálu pomalejší (1,25 sekundy). Pokles otáček na začátku akcelerační je způsoben momentem setrvačnosti pohyblivých částí motoru. Jakmile je opět dosaženo počátečních otáček 1500min^{-1} , je strmost stoupání obou křivek zrychlení velice podobná, což je dáno podobnou hodnotou A/F poměru.



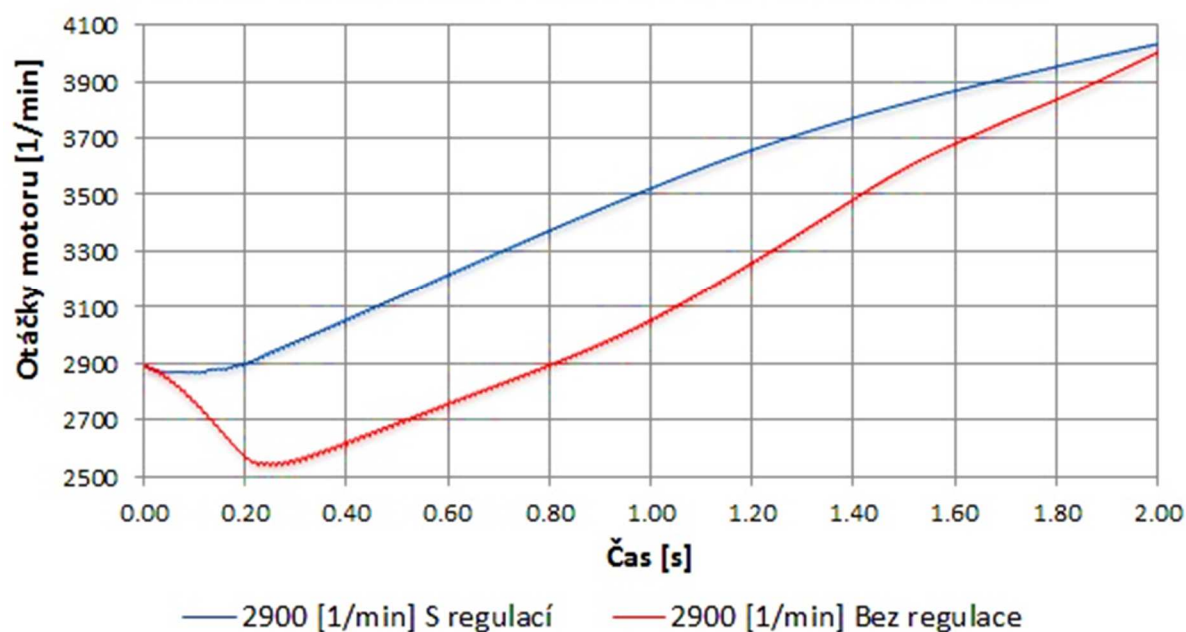
Akcelrace v závislosti na počátečních otáčkách motoru



Obr. 41 Časový průběh akcelrace motoru z počátečních otáček 2000min^{-1}

U akcelrace z počátečních otáček 2000min^{-1} je opět patrný vliv korekčních map při regulaci řídicí jednotkou. Strmost stoupání obou křivek zrychlení je však rozdílné, což je částečně způsobeno zjednodušením matematického modelu řídicí jednotky, z důvodu zkrácení simulačního času.

Akcelrace v závislosti na počátečních otáčkách motoru



Obr. 42 Časový průběh akcelrace motoru z počátečních otáček 2900min^{-1}



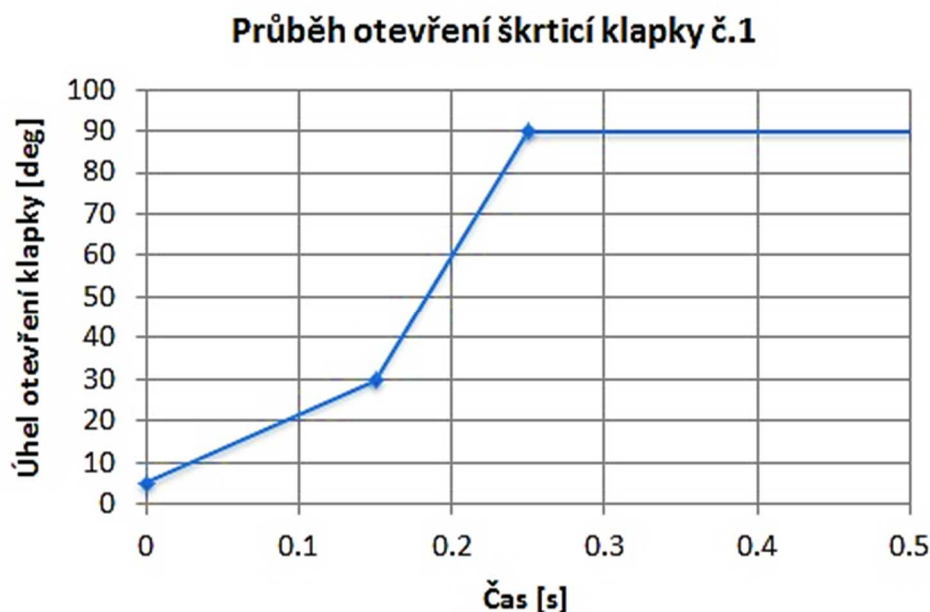
Při počátečních otáčkách 2900min^{-1} je průběh akcelerace podobný jako při akceleraci z počátečních otáček 2000min^{-1} a opět je to částečně způsobeno nedostatečně přesným modelem řídicí jednotky.

Ze všech tří průběhů je patrný vliv počátečních otáček na průběh akcelerace motoru. Při nižších počátečních otáčkách motoru můžeme vidět větší pokles otáček motoru při otevírání škrticí klapky (sešlápnutí plynového pedálu), než pro vyšší počáteční otáčky motoru. Tento pokles je způsoben momentem setrvačnosti pohyblivých částí motoru, kdy při vyšších otáčkách brání více poklesu otáček motoru. Také můžeme sledovat rozdíly ve strmosti stoupání průběhu zrychlení mezi modelem bez regulace a s regulací řídicí jednotkou a při různých počátečních otáčkách motoru. Podstatný vliv na strmost stoupání má podrobnost map (vstřikovací i korekční), které obsahuje řídicí jednotka.

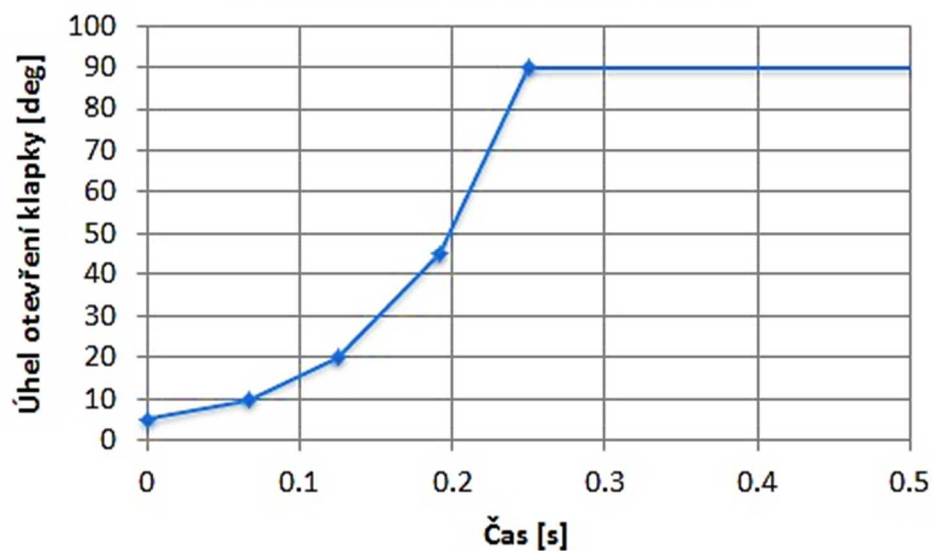
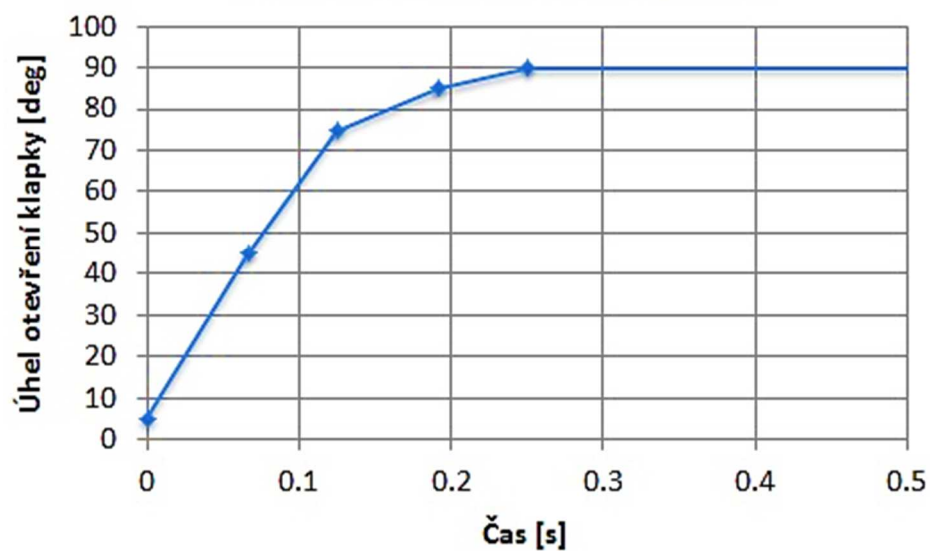
Dále je zde vidět vliv korekce množství vstřikovaného paliva (modelem řídicí jednotky) při sešlápnutí plynového pedálu (po dobu $0,3\text{s}$), kdy dojde k obohacení palivové směsi a tím k rychlejší akceleraci motoru. Proto nedojte k tak velkému poklesu otáček, jako je tomu u modelu bez regulace řídicí jednotkou.

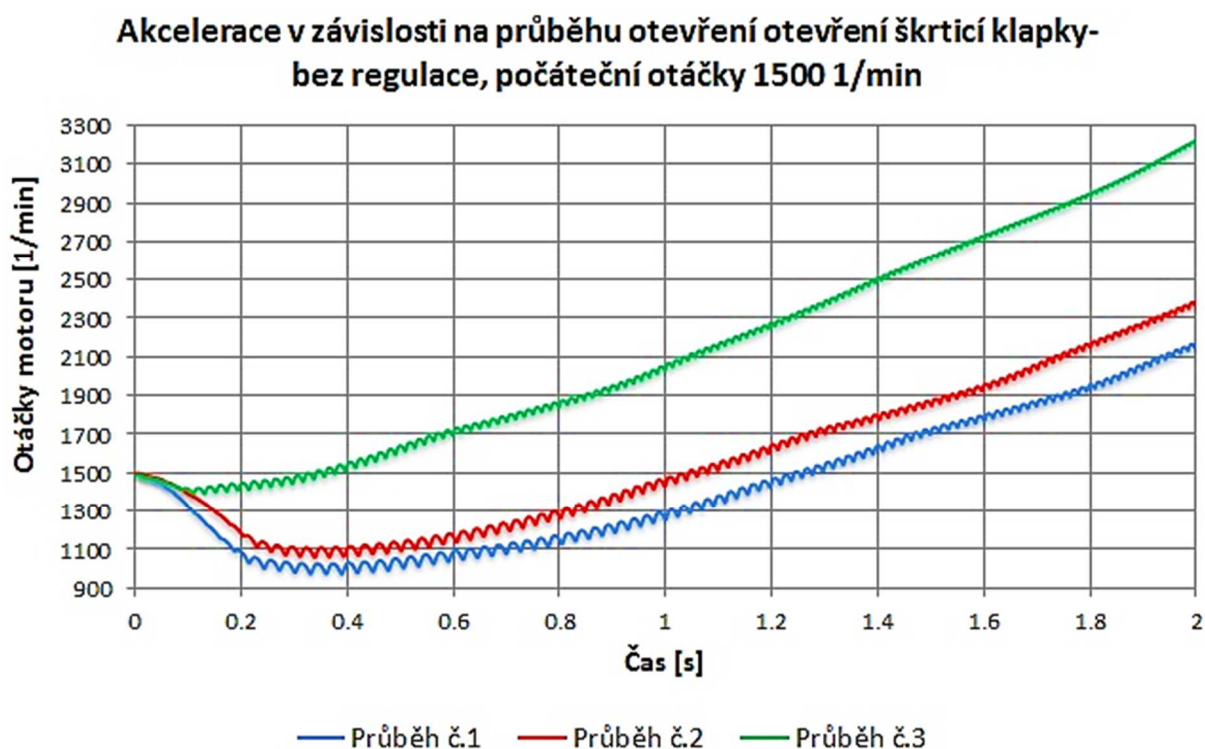
7.1.2 AKCELERACE PŘI RŮZNÉM SEŠLÁPNUTÍ PLYNOVÉHO PEDÁLU

Průběh akcelerace je závislý na různých stylech jízdy každého řidiče. Akcelerace motoru je ovládána pomocí plynového pedálu, dle kterého je ovládána škrticí klapka. Ve výpočtovém modelu je plynový pedál nahrazen akčním členem, který určuje průběh otevření škrticí klapky (podrobně popsáno v kapitole 5.4.1). Zvolil jsem tři různé průběhy otevření škrticí klapky, které probíhají po stejné dlouhou dobu (viz obr. 43, obr. 44 a obr. 45) a počáteční otáčky 1500min^{-1} a 2900min^{-1} , protože z těchto otáček probíhá nejčastěji akcelerace při NEDC.

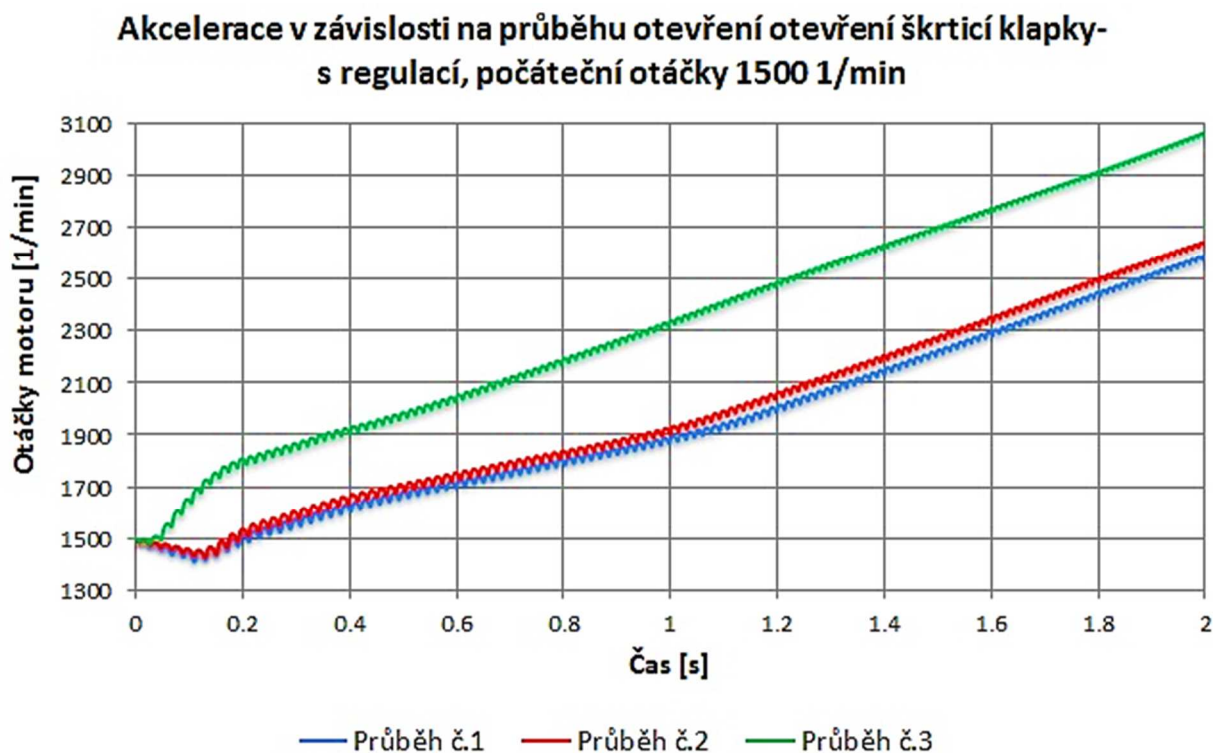


Obr. 43 Průběh otevření škrticí klapky č. 1

**Průběh otevření škrticí klapky č.2***Obr. 44 Průběh otevření škrticí klapky č. 2***Průběh otevření škrticí klapky č.3***Obr. 45 Průběh otevření škrticí klapky č. 3*



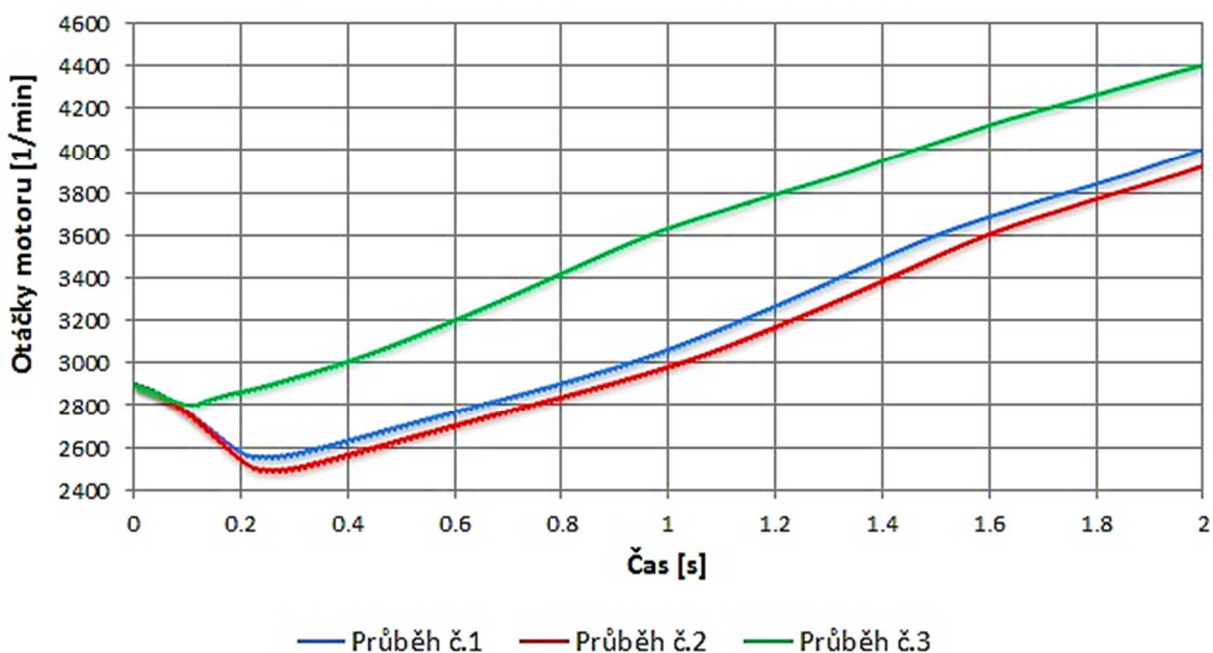
Obr. 46 Průběh akcelrace motoru bez regulace řídicí jednotkou v závislosti na průběhu otevření škrticí klapky z počátečních otáček 1500 min^{-1}



Obr. 47 Průběh akcelrace motoru s regulací řídicí jednotkou v závislosti na průběhu otevření škrticí klapky z počátečních otáček 1500 min^{-1}

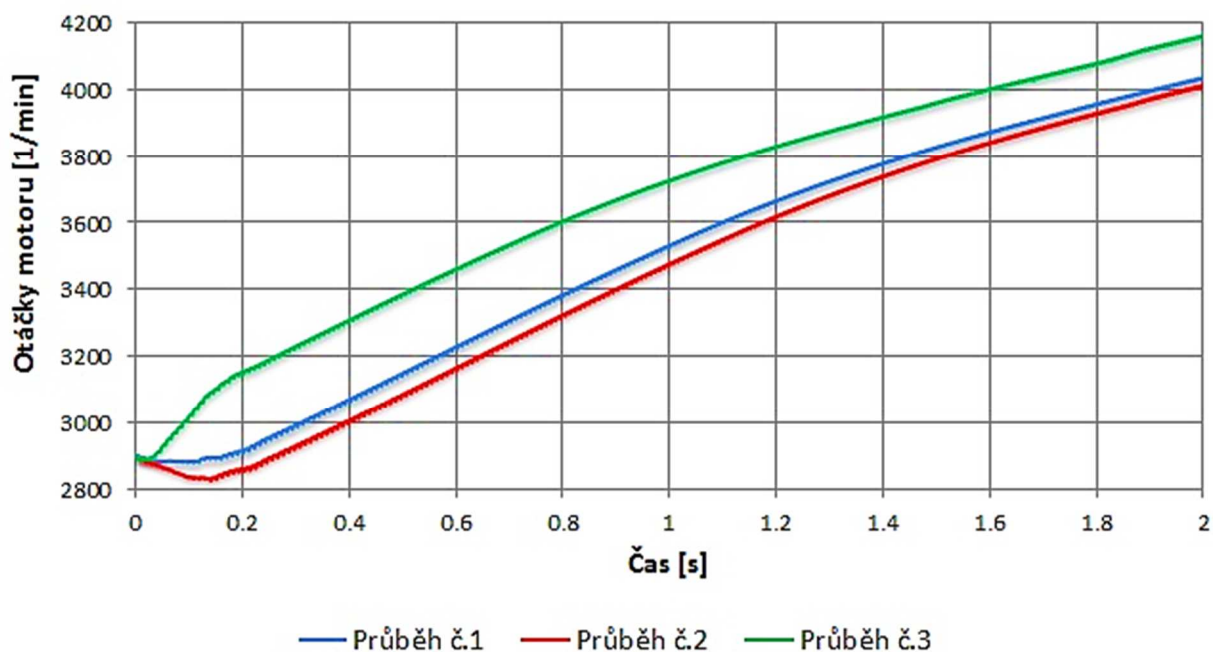


**Akcelpace v závislosti na průběhu otevření škrticí klapky-
bez regulace, počáteční otáčky 2900 1/min**



Obr. 48 Průběh akcelpace motoru bez regulace řídicí jednotkou v závislosti na průběhu otevření škrticí klapky z počátečních otáček 2900min^{-1}

**Akcelpace v závislosti na průběhu otevření škrticí klapky-
s regulací, počáteční otáčky 2900 1/min**



Obr. 49 Průběh akcelpace motoru s regulací řídicí jednotkou v závislosti na průběhu otevření škrticí klapky z počátečních otáček 2900min^{-1}



Z grafů je opět patrný vliv korekce množství vstřikovaného paliva řídicí jednotkou. Při akceleraci s regulací řídicí jednotkou trvá pokles otáček kratší dobu než bez regulace. Díky tomu je možné dosáhnout požadovaných otáček za kratší dobu, než je tomu u modelu bez regulace řídicí jednotkou. Můžeme také vidět jak při prudkém průběhu sešlápnutí plynového pedálu (prudké otevření škrticí klapky), který vykresluje průběh č. 3, dochází k menšímu poklesu otáček a také čas trvání této prodlevy je kratší, což je požadovaný efekt řídicí jednotky. Rozdíly akcelerace motoru při prvním a druhém průběhu otevření škrticí klapky jsou nepatrné, protože jejich průběhy jsou si velice podobné.

7.2 PŘEŘAZENÍ PŘEVODOVÉHO STUPNĚ

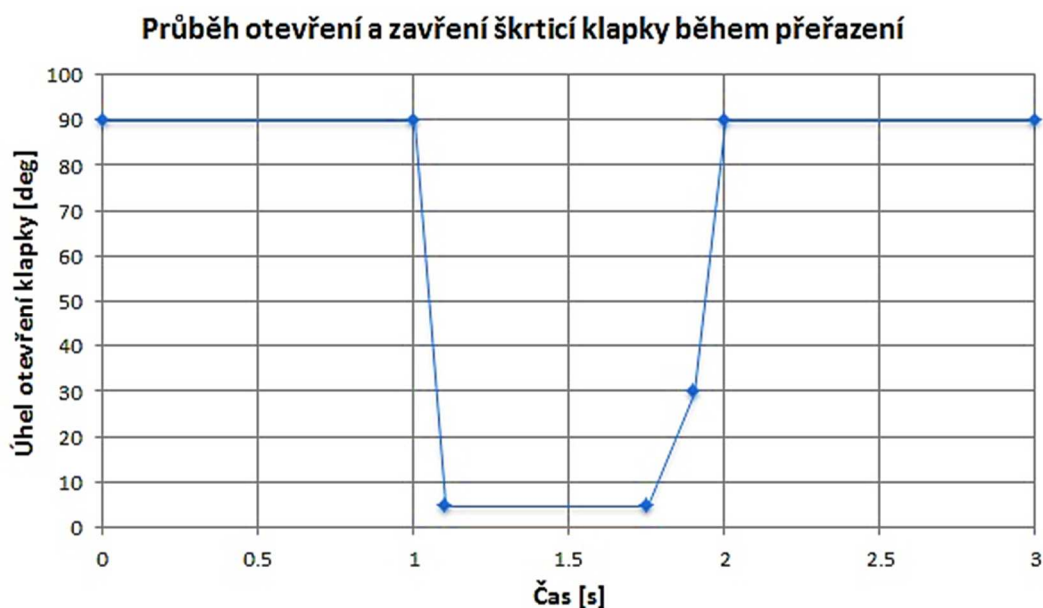
Jako druhý simulovaný přechodový režim jsem zvolil přeřazení převodového stupně, protože se jedná o často využívaný provozní režim při NEDC a také o častý přechodový režim při běžném provozu vozidla. Během přeřazení převodového stupně dojde nejprve k prudkému vyšlápnutí převodového stupně (zavření škrticí klapky) a následně k sešlápnutí spojkového pedálu, což má za následek odpojení zátěže motoru. Po určité časové prodlevě následuje opětovné sešlápnutí plynového pedálu (otevření škrticí klapky) a vyšlápnutí spojkového pedálu (připojení zátěže motoru). Stejně tak byl tomuto režimu přizpůsoben simulovaný model motoru.

Na průběh otáček při režimu přeřazení mají opět vliv otáčky, při kterých řadíme převodový stupeň a také různý průběh otevírání škrticí klapky.

7.2.1 PŘEŘAZENÍ PŘI AKCELERACI Z RŮZNÝCH OTÁČEK MOTORU

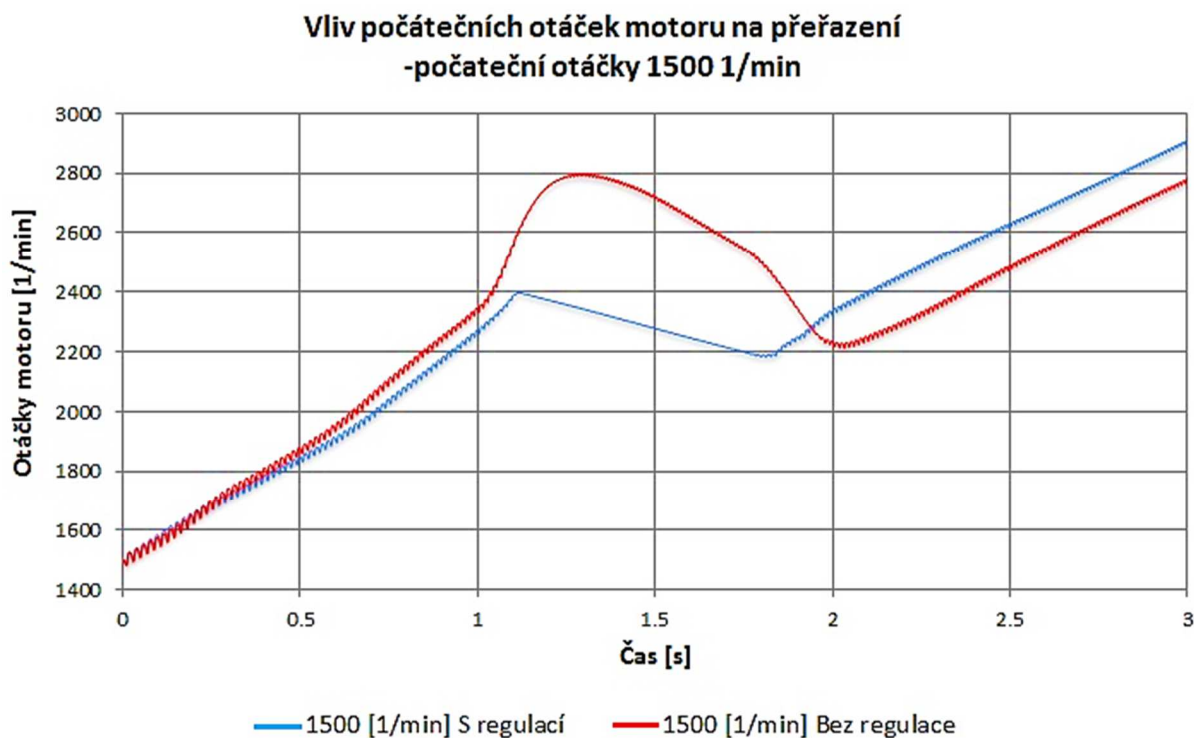
Pro simulace přeřazení převodového stupně z různých otáček motoru jsem zvolil tři hodnoty otáček motoru, kdy dojde k přeřazení na vyšší převodový stupeň. Zvolil jsem stejné otáčky jako při akceleraci motoru 1500min^{-1} , 2000min^{-1} a 3000min^{-1} .

Motor jsem nechal po dobu 1s plně akcelarovat (plně otevřená škrticí klapka) a poté jsem provedl simulaci samotného přeřazení převodového stupně. Během 0,1s dojde k vyšlápnutí plynového pedálu (uzavření škrticí klapky) a zároveň k sešlápnutí spojkového pedálu (odpojení zátěže motoru). Potom během 0,65s simuluji přeřazení převodového stupně. Následně po dobu 0,25s nechám opět motor akcelarovat (otevření škrticí klapky) a zároveň postupně připojuji zátěž motoru (vyšlápnutí spojkového pedálu). Poté po dobu 1s motor opět plně akcelaruje (plně otevřená škrticí klapka).



Obr. 50 Průběh otevření a zavření škrticí klapky při přeřazení převodového stupně

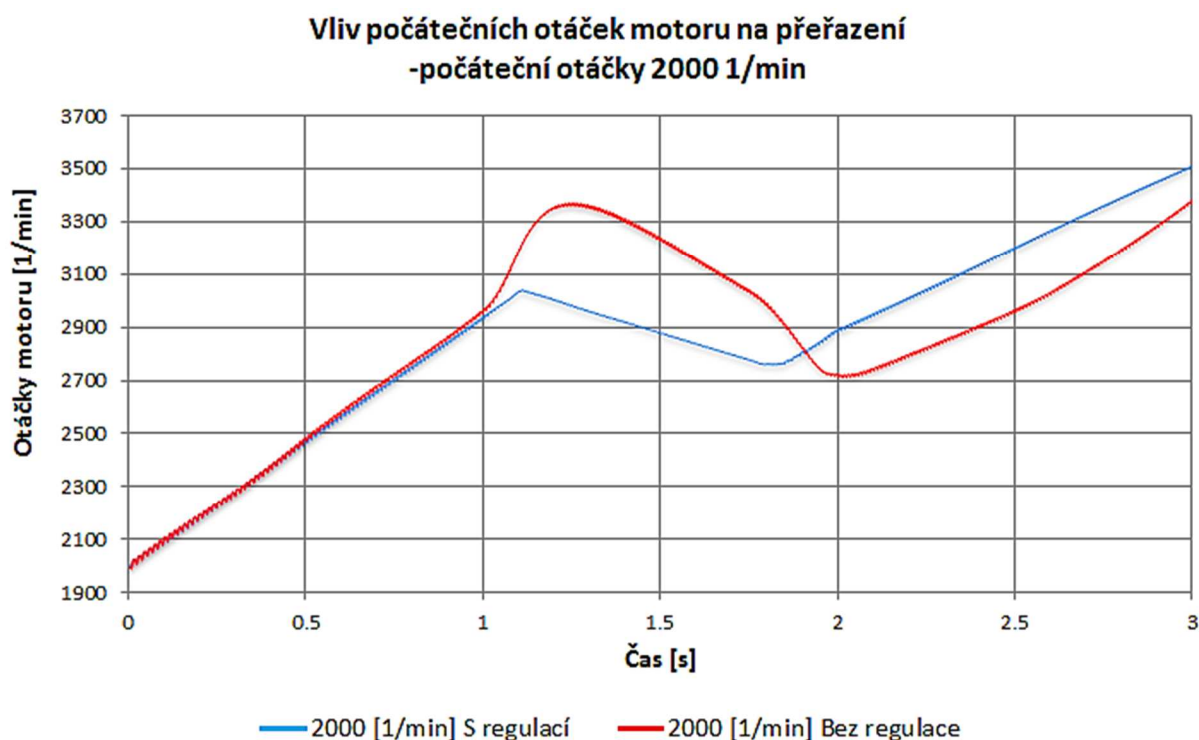
Pro všechny tři režimy jsem zvolil stejný průběh otevření a zavření škrticí klapky a také stejný moment setrvačnosti pohyblivých částí motoru ($0,12 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$). U tohoto přechodového režimu bude opět využívána korekce množství vstřikovaného paliva při prudké změně zatížení motoru.



Obr. 51 Průběh otáček motoru při přeřazení převodového stupně z počátečních otáček 1500 min^{-1}

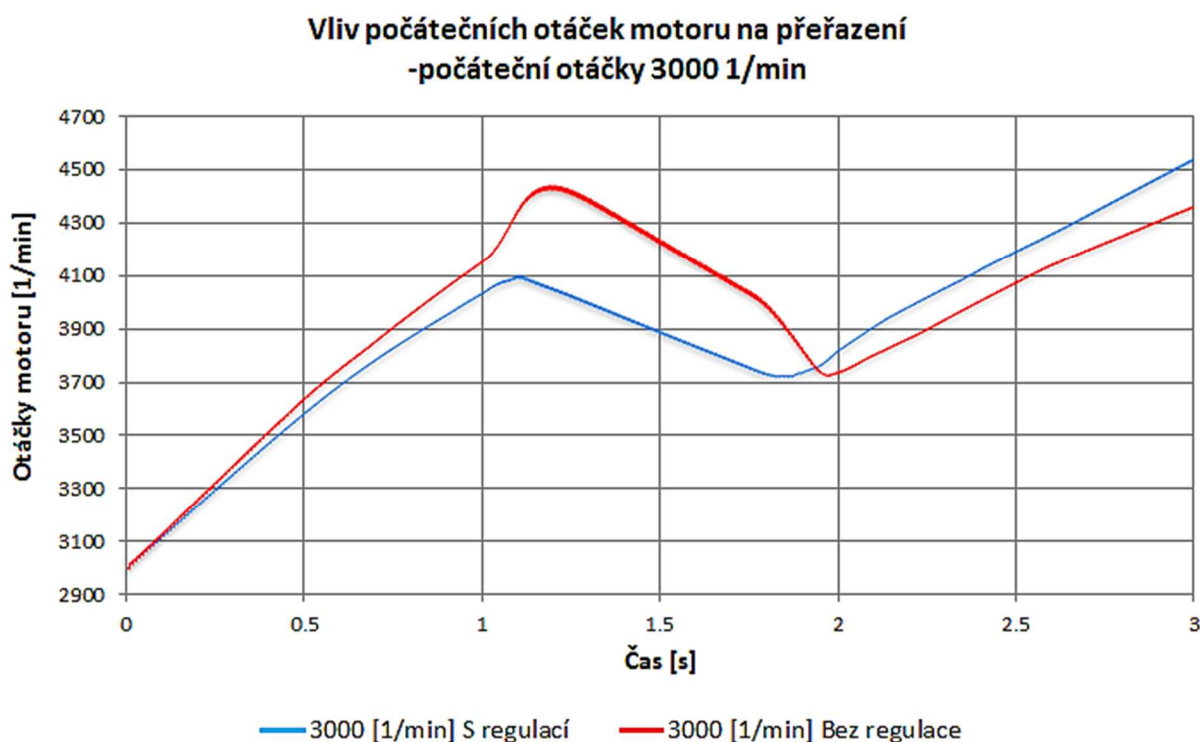


Při přeřazení převodového stupně z počátečních otáček 1500min^{-1} můžeme vidět značně lepší odezvu motoru s regulací vstřikovaného paliva řídicí jednotkou. Při vyšlápnutí plynového pedálu reaguje model s regulací lépe na zavření škrticí klapky (vyšlápnutí plynového pedálu) a také na opětovné otevření škrticí klapky (sešlápnutí plynového pedálu), což je žádoucí jev při přeřazení. Je to způsobeno korekcí množství vstřikovaného paliva při prudké změně zatížení motoru. Nepatrný rozdíl otáček při prudké akceleraci (první sekunda) je dán nedokonalou vstřikovací mapou.



Obr. 52 Průběh otáček motoru při přeřazení převodového stupně z počátečních otáček 2000min^{-1}

Při počátečních otáčkách 2000min^{-1} je opět patrný značný rozdíl mezi modelem bez regulace a s regulací vstřikovaného paliva. Největší rozdíl je opět hlavně při vyšlápnutí plynového pedálu (v čase 1.1s) a při opětovném sešlápnutí (v čase 1.75s). Také je zde vidět drobný rozdíl v otáčkách při prudké akceleraci (první sekunda), který je ovšem zanedbatelný.



Obr. 53 Průběh otáček motoru při přeřazení převodového stupně z počátečních otáček 3000 min^{-1}

Pro poslední průběh otáček opět platí, že model s regulací vstřikovaného paliva má mnohem lepší odezvu na přechodový režim přeřazení.

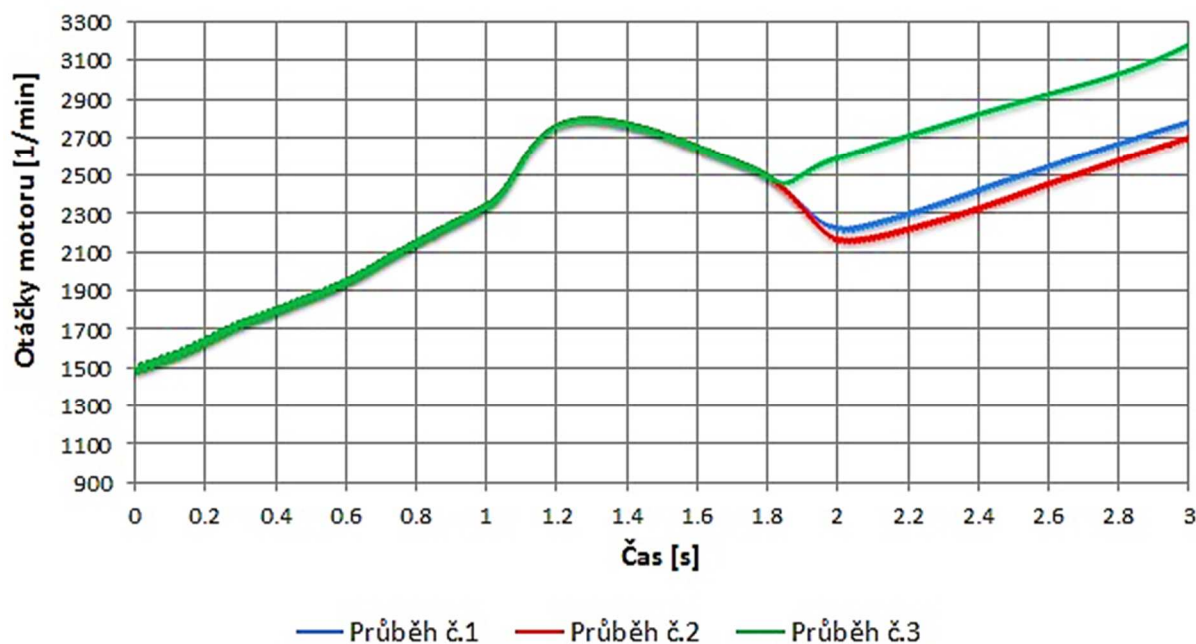
Ze všech tří průběhů je jasně vidět vliv regulace řídicí jednotkou, kdy je vždy reakce na okamžitou změnu zatížení rychlejší, než je tomu u modelu bez regulace. Tím je možné dosáhnout rychlejší akcelerační těsně po opětovném sešlápnutí plynového pedálu.

7.2.2 PŘEŘAZENÍ PŘI RŮZNÉM PRŮBĚHU OTEVŘENÍ ŠKRTICÍ KLAPKY

Podobně jako u průběhu akcelerační má značný vliv na průběh otáček při přeřazení různý průběh otevření škrticí klapky. Zde jsem opět zvolil pro otevření škrticí klapky (časový úsek dlouhý 0,25s) tři různé průběhy použité u akcelerační motoru (viz. obr. 43, obr. 44 a obr. 45). Jako počáteční otáčky jsem zvolil 1500 min^{-1} a 2000 min^{-1} . Moment setrvačnosti pohyblivých částí je opět pro všechny průběhy stejný ($0,15 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$).

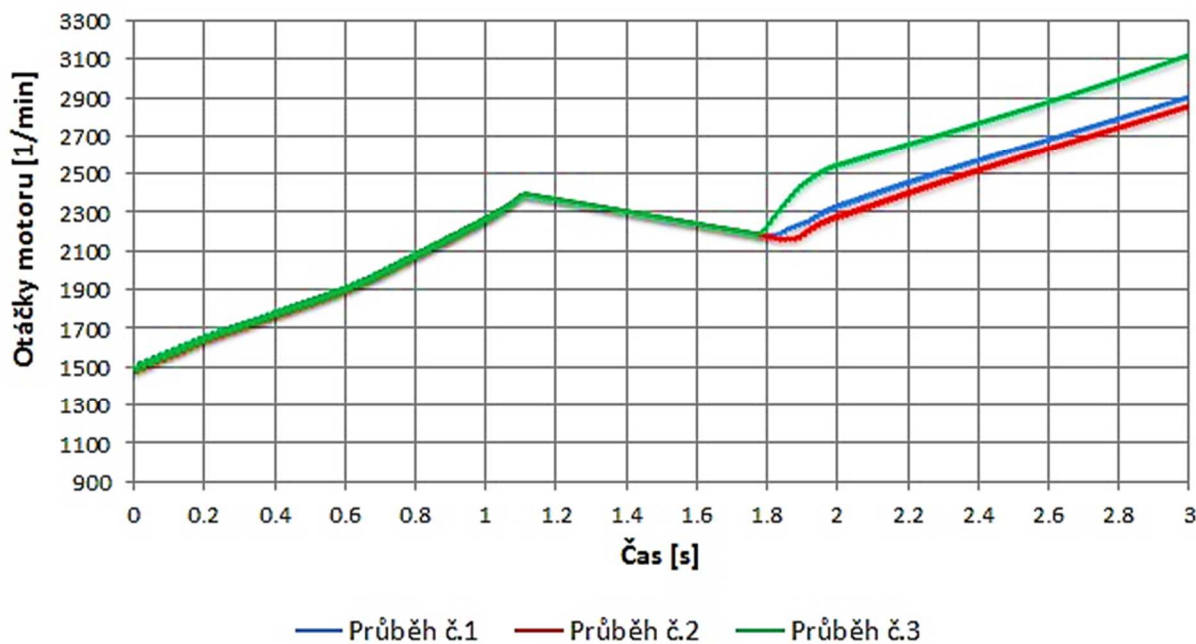


**Řazení v závislosti na průběhu otevření škrticí klapky
-bez regulace, počáteční otáčky 1500 1/min**



Obr. 54 Průběh otáček motoru při přecházení převodového stupně s vlivem na změnu průběhu otevření škrticí klapky, bez regulace, počáteční otáčky 1500min⁻¹

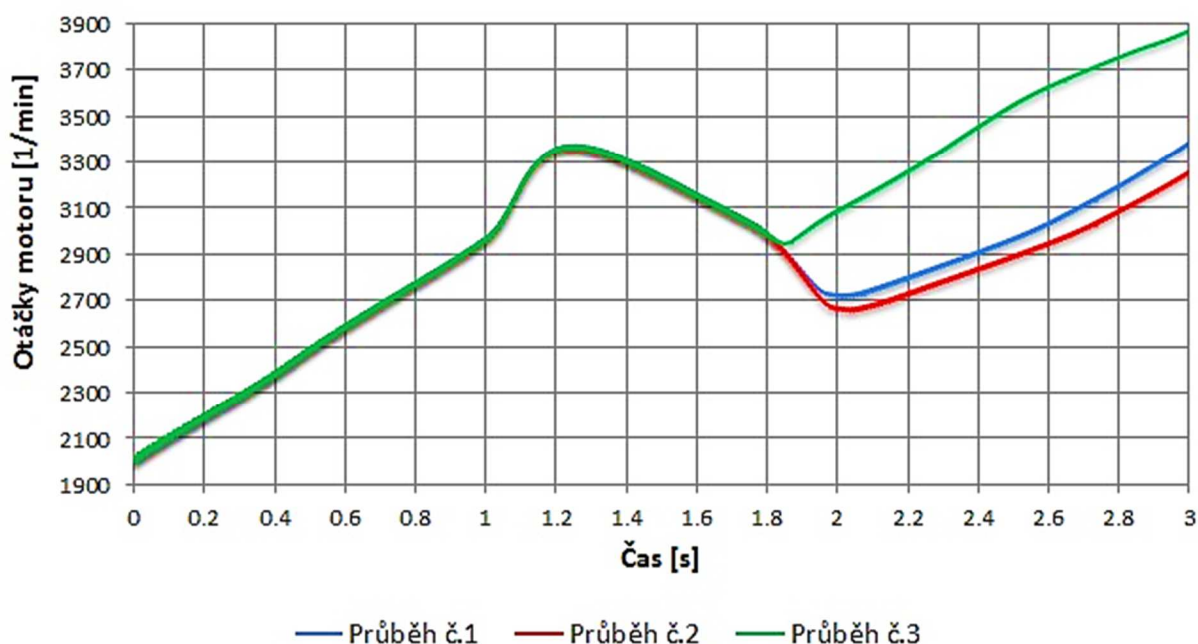
**Řazení v závislosti na průběhu otevření škrticí klapky
-s regulací, počáteční otáčky 1500 1/min**



Obr. 55 Průběh otáček motoru při přecházení převodového stupně s vlivem na změnu průběhu otevření škrticí klapky, s regulací, počáteční otáčky 1500min⁻¹

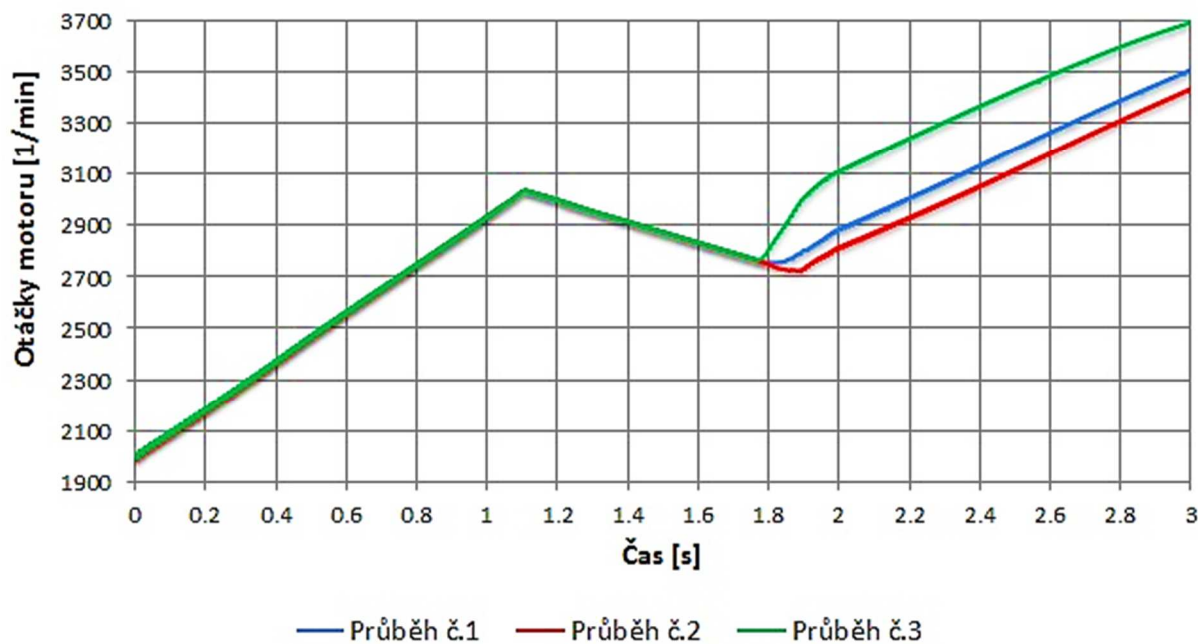


**Řazení v závislosti na průběhu otevření škrticí klapky
-bez regulace, počáteční otáčky 2000 1/min**



Obr. 56 Průběh otáček motoru při přeřazení převodového stupně s vlivem na změnu průběhu otevření škrticí klapky, bez regulace, počáteční otáčky 2000min^{-1}

**Řazení v závislosti na průběhu otevření škrticí klapky
-s regulací, počáteční otáčky 2000 1/min**



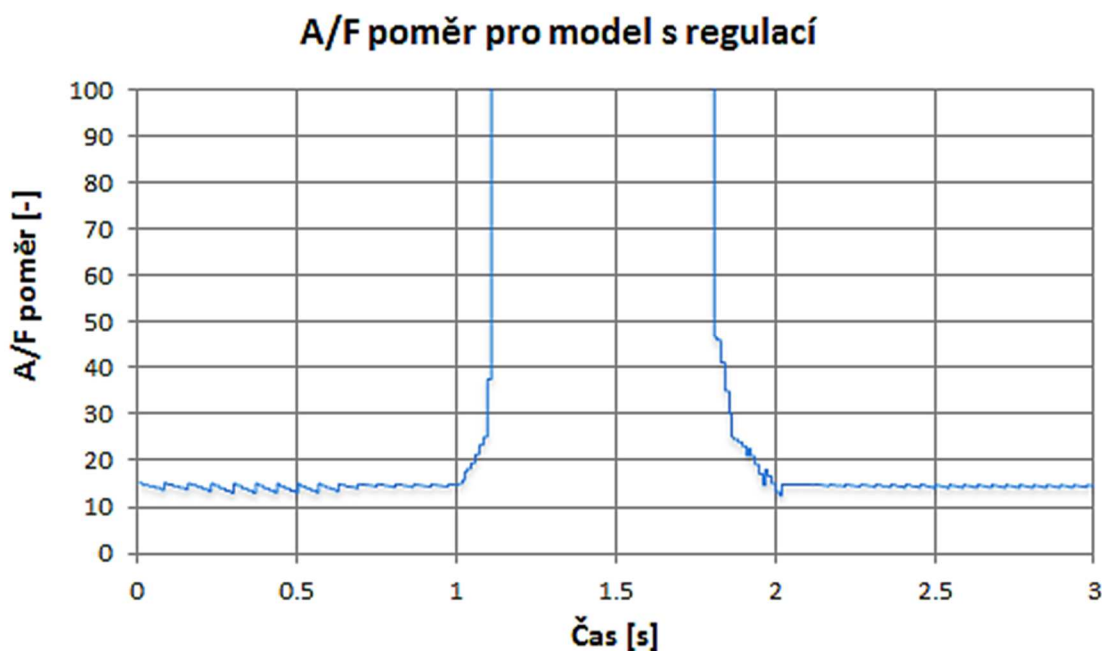
Obr. 57 Průběh otáček motoru při přeřazení převodového stupně s vlivem na změnu průběhu otevření škrticí klapky, s regulací, počáteční otáčky 2000min^{-1}



Stejně jako u akcelerace je i zde patrný vliv různého otevírání škrticí klapky. Při rychlejším otevření škrticí klapky (průběh č. 3) jsou konečné otáčky (čas 3s) vyšší a lze tedy dosáhnout požadovaných otáček rychleji. U modelu s regulací vstřikovaného paliva lze vidět daleko rychlejší reakce na změnu zatížení než je tomu u modelu bez regulace, což je dáno korekcí vstřikovaného paliva modelem řídicí jednotky.

7.2.3 PRŮBĚH A/F POMĚRU PŘI PŘEŘAZENÍ

Kromě průběhu otáček jsem si pro ověření správné funkce modelu řídicí jednotky zvolil průběh A/F poměru při přeřazení převodového stupně.

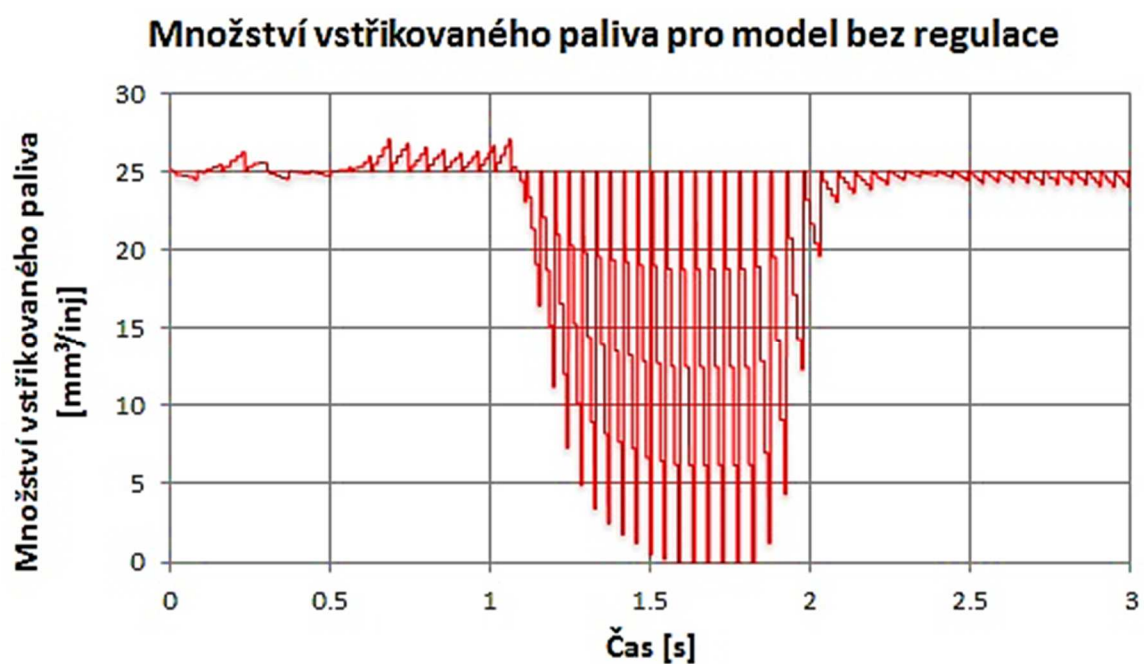


Obr. 58 Průběh A/F poměru s regulací vstřikovaného paliva při přeřazení převodového stupně

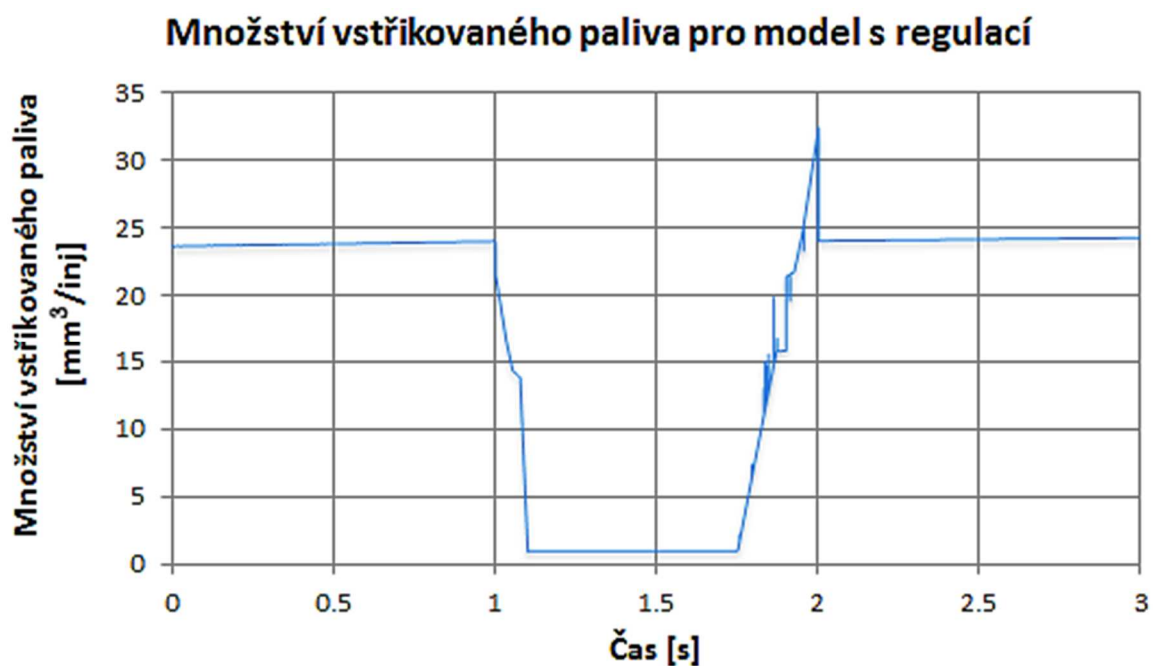
Pro regulaci vstřikovaného paliva řídicí jednotkou má A/F poměr očekávaný průběh. Při akceleraci se udržuje konstantní hodnota odpovídající mírně obohacené směsi. Při prudkému uzavření škrticí klapky dojde k ochuzení palivové směsi a naopak při opětovném otevření dojde k jejímu obohacení. Následuje akcelerace, při které je opět udržována konstantní hodnota A/F poměru. Lze tedy považovat tento průběh za správný.

7.2.4 PRŮBĚH MNOŽSTVÍ VSTŘIKOVANÉHO PALIVA PŘI PŘEŘAZENÍ

Posledním parametrem, který jsem použil pro ověření správné funkce modelu řídicí jednotky je průběh množství vstřikovaného paliva při přeřazení převodového stupně.



Obr. 59 Průběh množství vstřikovaného paliva bez regulace při přeřazení převodového stupně



Obr. 60 Průběh množství vstřikovaného paliva s regulací při přeřazení převodového stupně



V prvním případě (obr. 59) je množství vstřikovaného paliva řízeno pomocí A/F poměru a proto se model snaží stále držet jeho konstantní hodnotu (kolísání hodnoty při přeřazení). U modelu s řídicí jednotkou (obr. 60) je množství vstřikovaného paliva řízeno pomocí vstřikovací mapy a dále korigováno korekčními mapami. Proto je průběh množství vstřikovaného paliva při přeřazení ustálenější a téměř nekolísá.

Ze všech zaznamenaných parametrů (otáčky motoru, A/F poměr a množství vstřikovaného paliva) lze potvrdit správnou funkci modelu řídicí jednotky. Pomocí řídicí jednotky bylo dosaženo lepší reakce motoru při různých přechodových režimech (akcelerace, přeřazení) než tomu bylo u modelu bez řídicí jednotky.



8 APLIKACE NA NOVÝ EVROPSKÝ JÍZDNÍ CYKLUS (NEDC)

Pro aplikaci modelu na NEDC jsem zvolil simulační software Lotus Vehicle Simulation. Bylo nutné sestavit různé mapy (vstřikovací, emisí, atd.) z hodnot získaných z modelu s regulací množství vstřikovaného paliva řídicí jednotkou, který byl sestaven v softwaru Lotus Engine Simulation. Tyto mapy byly dosazeny do simulačního programu Lotus Vehicle simulation a byla provedena samotná simulace NEDC pro zadaný motor a patřičně zpracovány výsledky. Samotný průběh NEDC byl již popsán v kapitole 2.2.

8.1 MODEL PRO LOTUS VEHICLE SIMULATION

Jak jsem již uvedl, pro simulace NEDC jsem použil software Lotus Vehicle Simulation. Nejprve bylo nutné zadat všechny potřebné hodnoty parametrů pro jednotlivé prvky simulačního programu.



Obr. 61 Simulační prostředí programu Lotus Vehicle Simulation [7]

První prvek (Vehicle data), kterému je možné nastavit různé hodnoty je popis samotného vozidla (hmotnost, rozvor, rozchod obou náprav, součinitel odporu vzduchu, atd.). Zde jsem využil již přednastavených hodnot, které přibližně odpovídali hodnotám vozidla, ve kterém se testovaný motor vyskytuje.

Další prvek popisuje různými parametry pneumatiky (koeficient prokluzu, poloměr valení, účinnost přenosu výkonu pneumatik, atd.), které jsou použity pro simulace. Opět jsem ponechal hodnoty přednastavené softwarem.

Následuje popis hnacího ústrojí vozidla. Zde je možné nastavit různé parametry spojky a parametry poháněné nápravy (moment setrvačnosti kol, pohánějící hřídele, atd.). Nastavení převodového ústrojí je definováno v samotném cyklu. Všechny tyto hodnoty byli ponechány přednastavené.



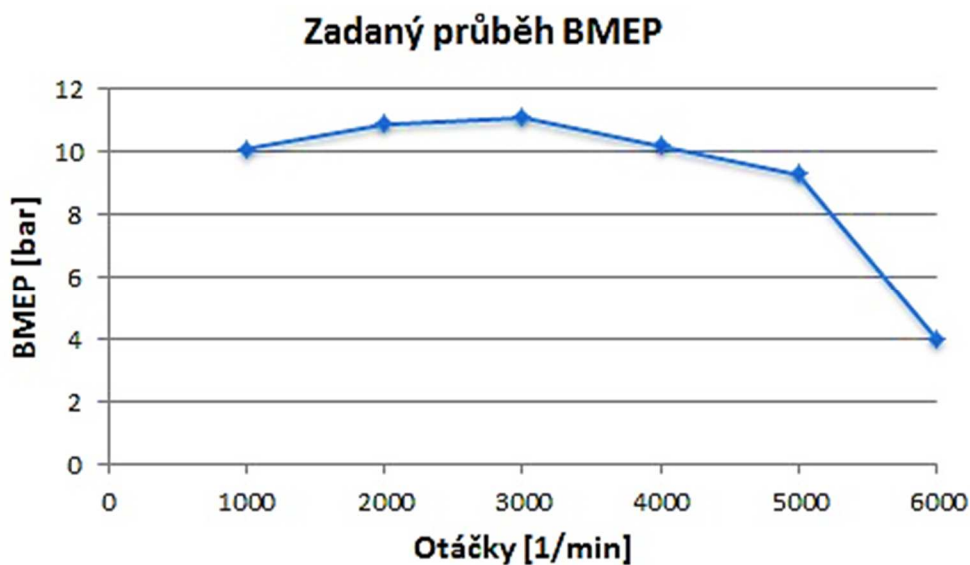
Je zde možné také nastavit chování řidiče. Tento prvek umožňuje popsat chování řidiče při brždění, zatáčení, řazení převodových stupňů atd. Opět byly ponechány přednastavené hodnoty pro průměrné chování řidiče.

Jako poslední jsem provedl nastavení samotného motoru. Jako první bylo nutné nastavit průběh středního efektivního tlaku v závislosti na otáčkách. Tyto hodnoty byly stanoveny ze simulací modelu, který byl vytvořen v simulačním softwaru Lotus Engine Simulation. Dále bylo nutné nastavit základní parametry motoru (kompresní poměr, počet válců, průměr vrtání, atd.).

The screenshot shows the 'Extended' tab of the Lotus Engine Simulation software. On the left, various engine parameters are set: Cycle Type (4-Stroke), Comp Ratio (10.00), No. of Cylinders (4), Bore (mm) (72.0000), Stroke (mm) (61.2000), Swept Vol (l) (0.9967), Idle Speed (rpm) (1500.0000), Maximum Speed (rpm) (6000.0000), Engine Inertia (Kg.m2) (0.0000), No. of Speeds (6), and BMEP/Torque Setting (Common for Gears). On the right, a table displays the BMEP (bar) for different Speed (rpm) values.

	Speed (rpm)	BMEP (bar)
1	1000,000000	10,100000
2	2000,000000	10,900000
3	3000,000000	11,100000
4	4000,000000	10,200000
5	5000,000488	9,300000
6	6000,000000	4,000000
7		
8		

Obr. 62 Nastavované parametry motoru [7]



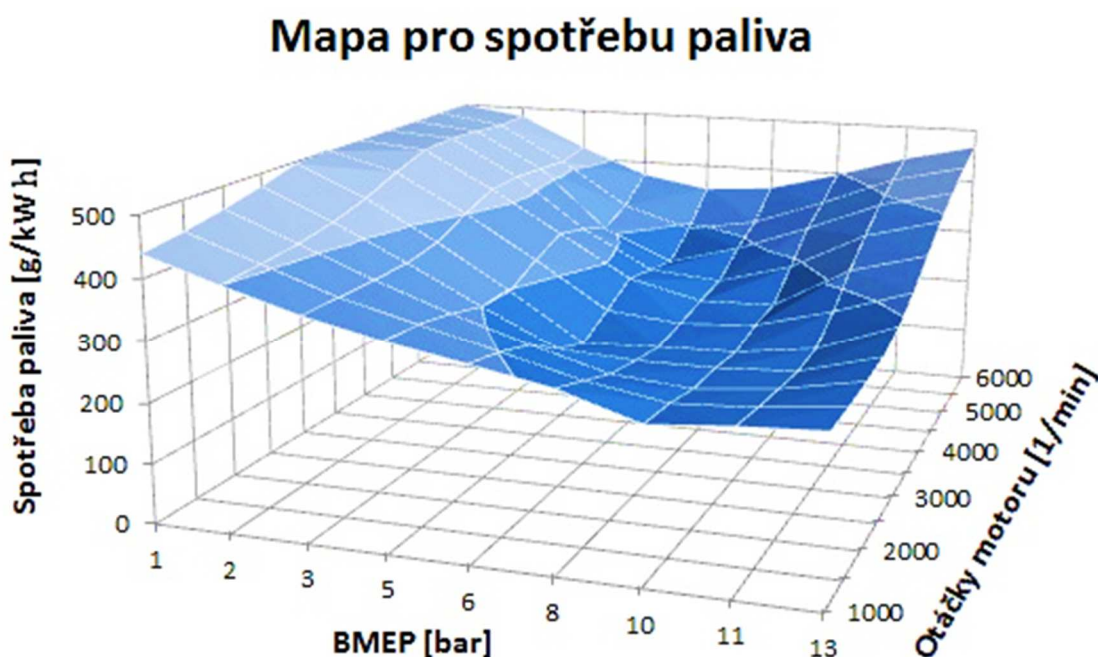
Obr. 63 Průběh BMEP dosazený do simulačního modelu



Dále bylo nutné zadat mapy, dle kterých byly počítány požadované hodnoty emisí nebo spotřeby. Tyto mapy budou dále popsány v následující kapitole.

8.2 SESTAVENÉ MAPY PRO SIMULACI NEDC

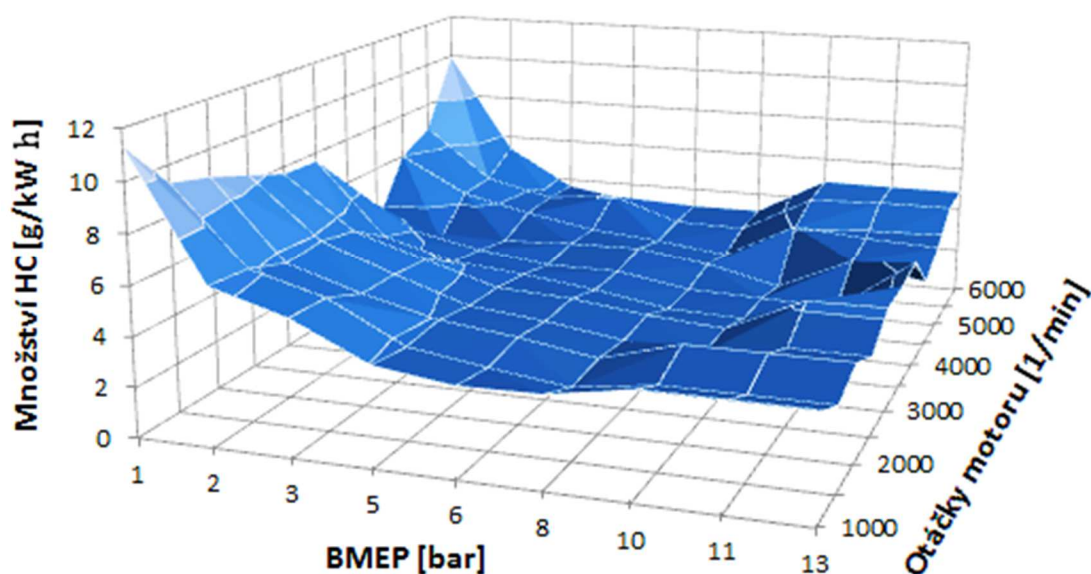
Jak jsem již uvedl, bylo nutné sestavit různé mapy, které byly následně využity pro výpočet požadovaných parametrů. Tyto mapy byly sestaveny z hodnot získaných při simulacích modelu s řídicí jednotkou v simulačním softwaru Lotus Engine Simulation. Byly sestaveny mapy pro spotřebu paliva, hodnoty HC, NO_x, CO, CO₂, O₂, teplotu výfukových plynů a průběh otevření škrticí klapky. Hodnoty těchto parametrů byly vždy zadávány v závislosti na stejných hodnotách otáček a středního efektivního tlaku (BMEP).



Obr. 64 Mapa udávající spotřebu paliva v závislosti na otáčkách a BMEP

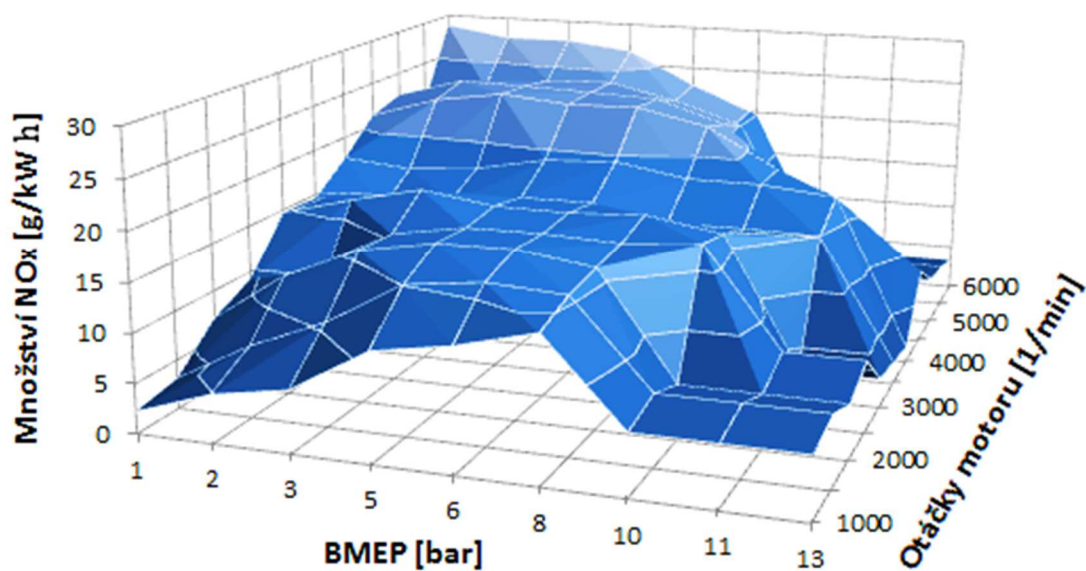


Mapa pro množství HC



Obr. 65 Mapa udávající množství HC v závislosti na otáčkách a BMEP

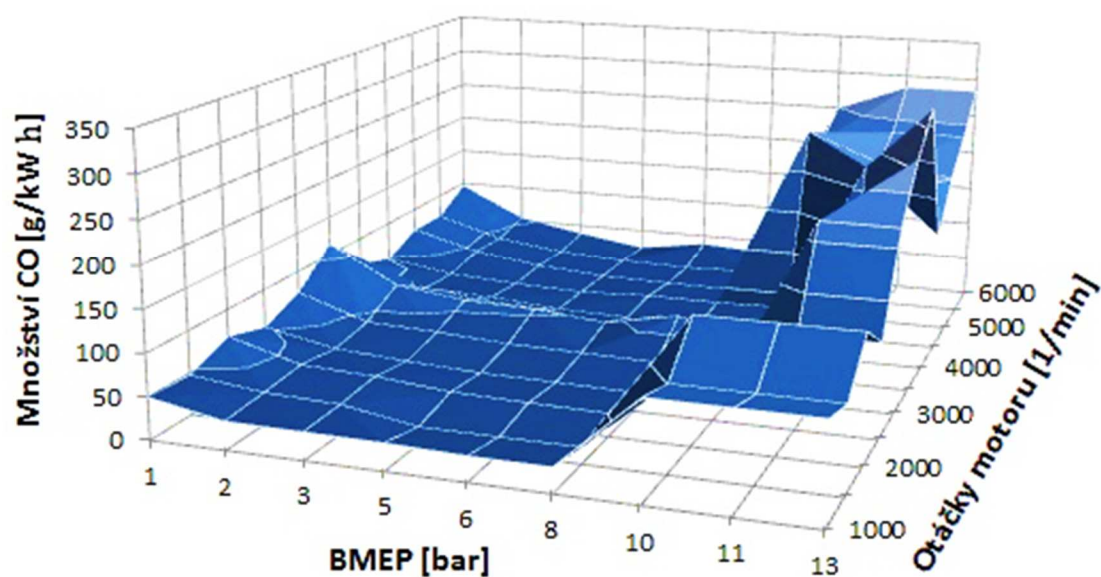
Mapa pro množství NO_x



Obr. 66 Mapa udávající množství NO_x v závislosti na otáčkách a BMEP

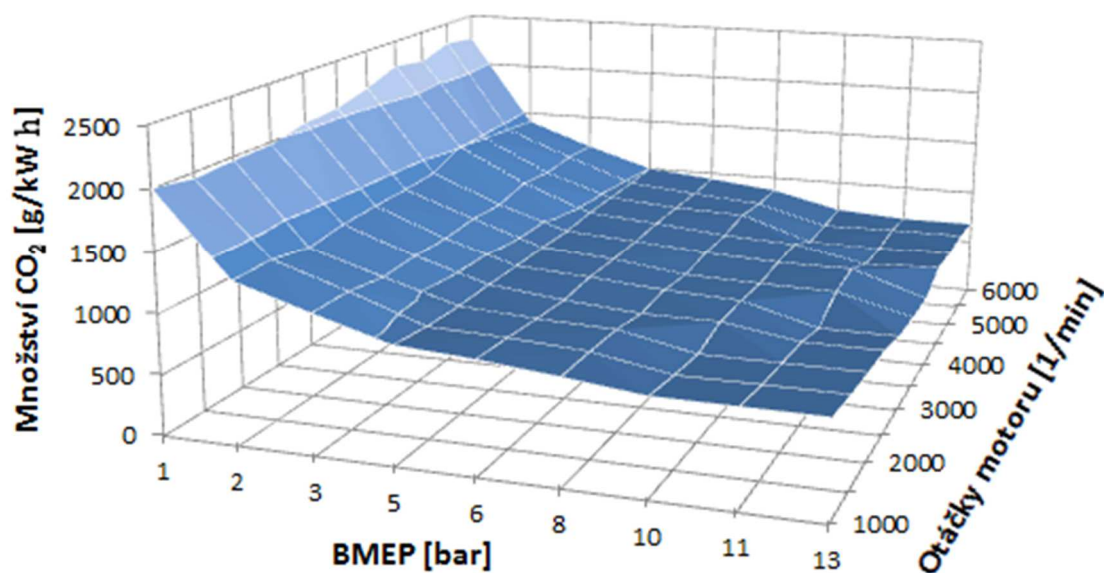


Mapa pro množství CO



Obr. 67 Mapa udávající množství CO v závislosti na otáčkách a BMEP

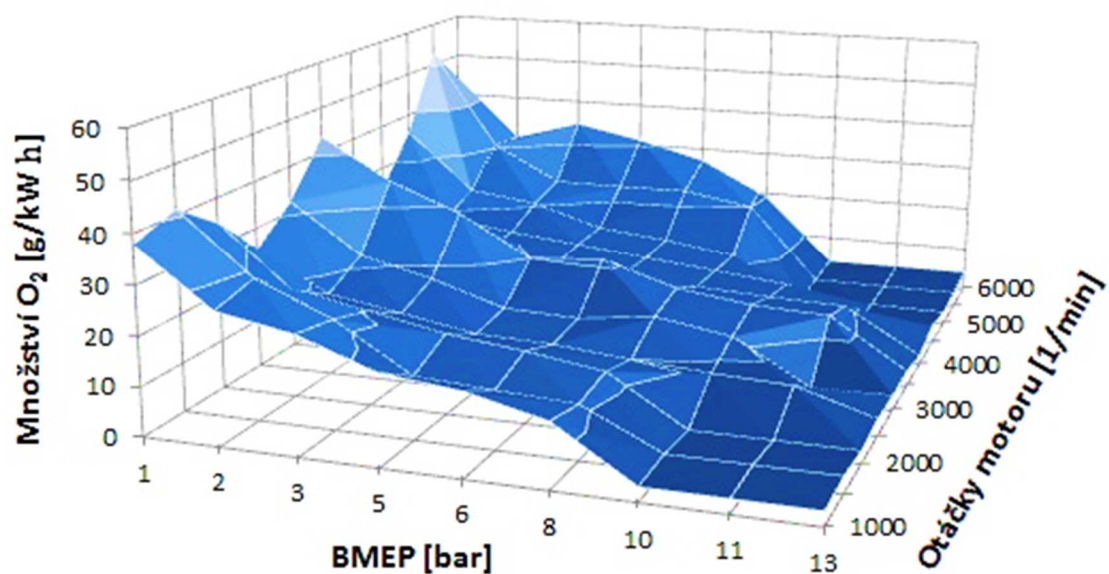
Mapa pro množství CO₂



Obr. 68 Mapa udávající množství CO₂ v závislosti na otáčkách a BMEP

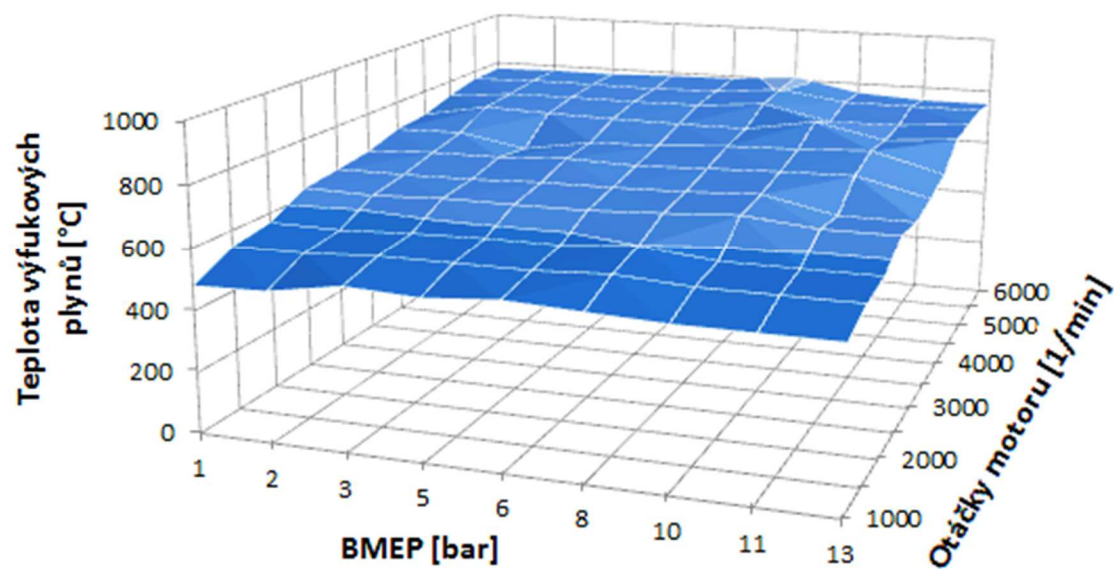


Mapa pro množství O_2



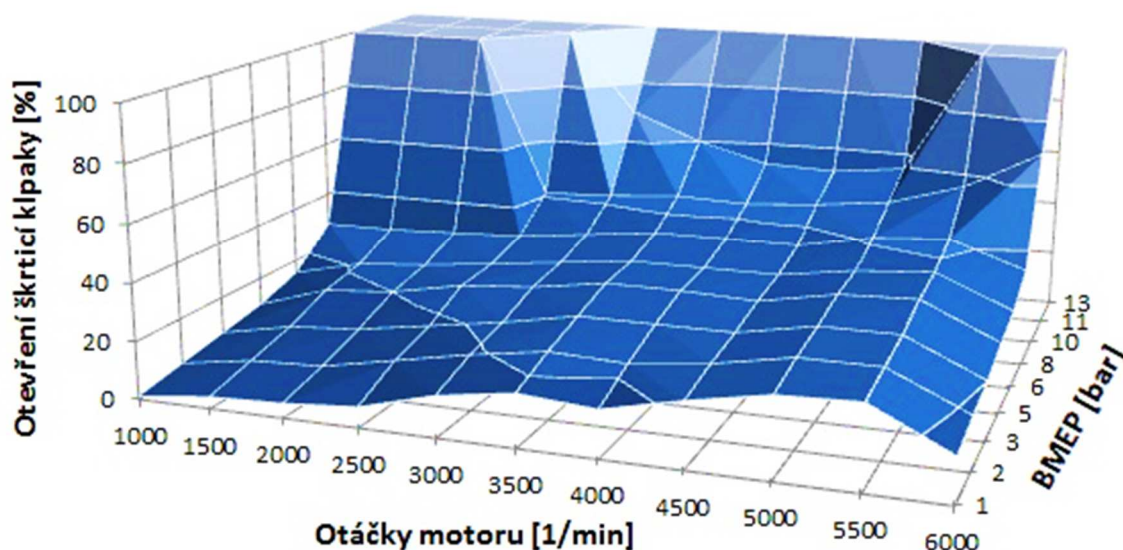
Obr. 69 Mapa udávající množství O_2 v závislosti na otáčkách a BMEP

Mapa pro teplotu výfukových plynů



Obr. 70 Mapa udávající teplotu výfukových plynů v závislosti na otáčkách a BMEP

Mapa pro průběh otevření škrticí klapky

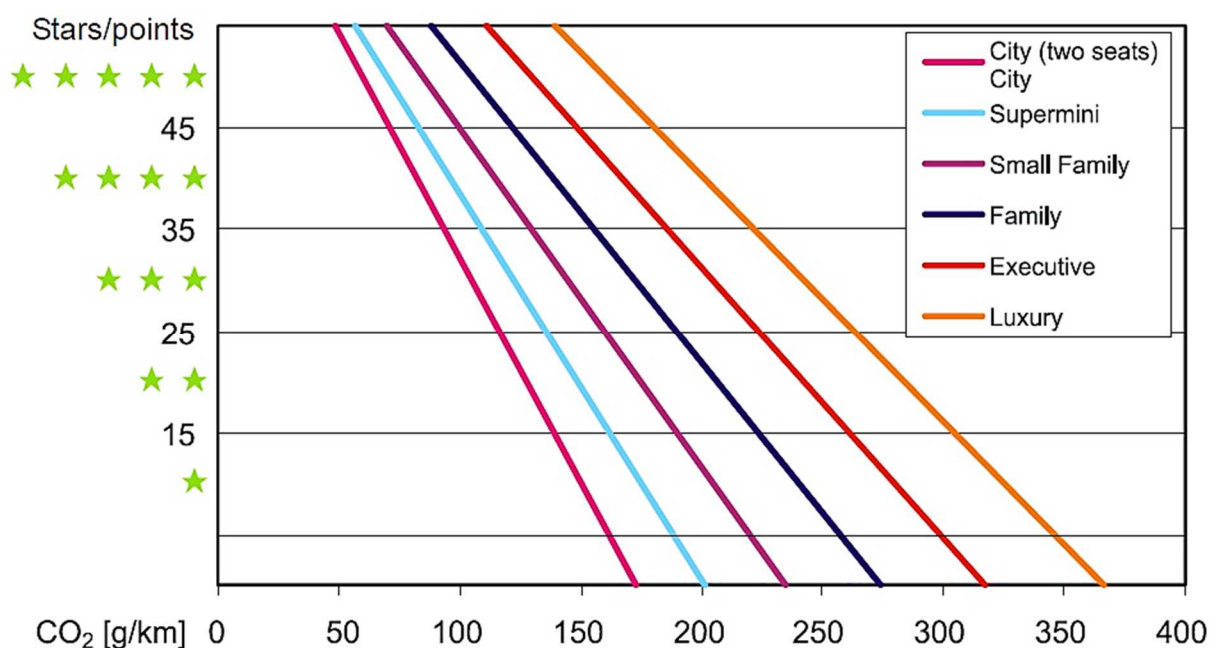


Obr. 71 Mapa udávající průběh otevření škrticí klapky v závislosti na otáčkách a BMEP

Po dosazení všech map do simulačního softwaru jsem provedl samotnou simulaci NEDC. V části preprocesingu jsem vybral možnost emisní cyklus a zvolil nový evropský jízdní cyklus. Provedl jsem simulaci městského i mimoměstského cyklu. Následně jsem zpracoval a vyhodnotil dosažené výsledky.

8.3 VÝSLEDKY SIMULACE NEDC

Při NEDC se sledují hlavně hodnoty spotřeby paliva a emise CO_2 . Právě spotřeba paliva patří dnes mezi významnou charakteristiku automobilu. Samozřejmě se také daleko více sleduje množství škodlivin, které automobil vyprodukuje během své jízdy, než tomu bylo dříve. Právě NEDC klade velký důraz na snížení těchto dvou veličin (spotřeba a CO_2). Proto jsem se rozhodl pro zaznamenání a vyhodnocení těchto hodnot a porovnal jsem je s hraničními hodnotami NEDC. Kromě CO_2 a spotřeby jsem také zaznamenal další hodnoty veličin, které běžně nejsou tak sledovány.



Obr. 72 Systém hodnocení CO₂ během testu NEDC v závislosti na použitém vozidle [14]

Na obr. 72 jsem uvedl systém hodnocení CO₂ během testu NEDC, který se liší podle toho, do jaké vozidlové třídy spadá testovaný automobil. Mnou vytvořený model NEDC spadá mezi třídu supermini. V tabulce 9 jsou uvedeny příklady vozidel, které spadají do jednotlivých tříd.

Tab. 9 Příklady pro jednotlivé vozidlové třídy [15]

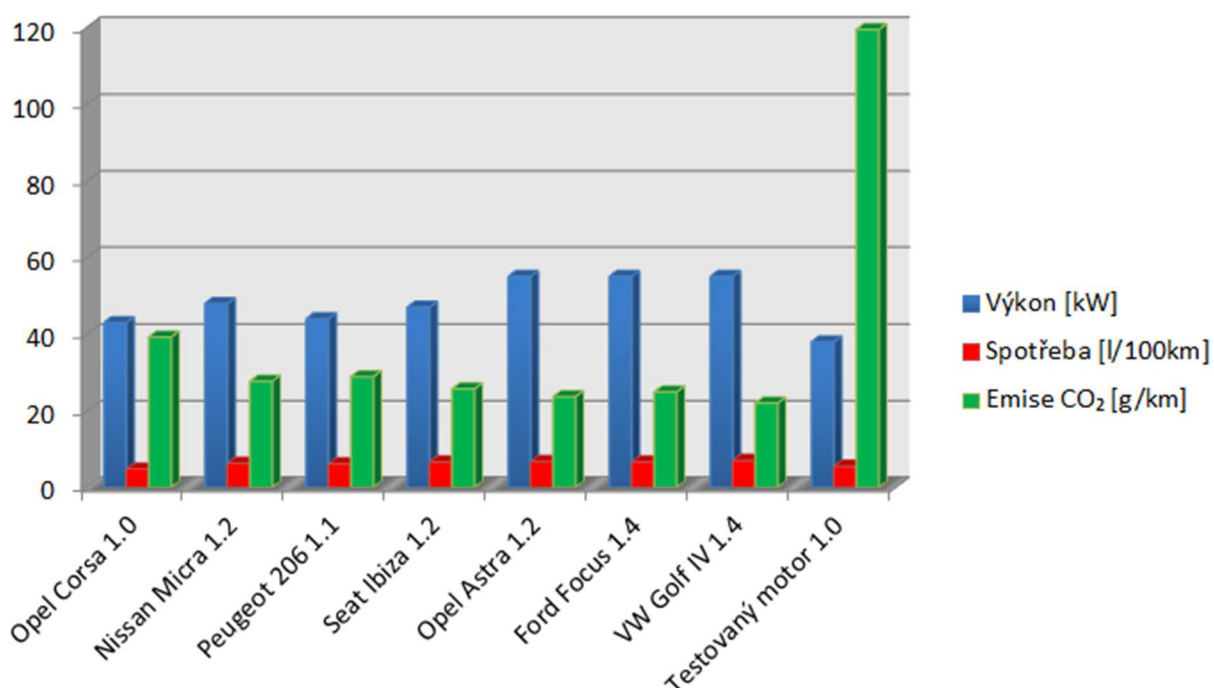
Vozidlová třída	Příklady vozidel
City (two seats)	Smart
City	Fiat Seicento, Peugeot 106, VW Lupo
Supermini	Fiat Punto, Peugeot 206, VW Polo
Small Family	Toyota Corolla, WV Golf
Family	BMW 3-series, Mazda 6, Opel Vectra, Toyota Avensis
Executive	Audi A6, BMW 5-series, Mercedes E-class, Peugeot 607
Luxury	Audi A8, BMW 7-series, Jaguar XJ, Mercedes S-class



Typ vozidla	Výkon [kW]	Spotřeba [l/100km]	Emise CO ₂ [g/km]
Opel Corsa 1.0	43	4,96	39,3
Nissan Micra 1.2	48	6,53	27,8
Peugeot 206 1.1	44	6,34	29
Seat Ibiza 1.2	47	6,87	25,8
Opel Astra 1.2	55	6,95	23,8
Ford Focus 1.4	55	6,86	25
VW Golf IV 1.4	55	7,25	22,1

Obr. 73 Spotřeba a emise CO₂ dle NEDC pro vozidla o podobném zdvihovém objemu [15]

Hodnoty spotřeby a emisí CO₂ testovaného motoru jsem se rozhodl porovnat s hodnotami podobných motorů, které jsou uvedeny na obr. 73.



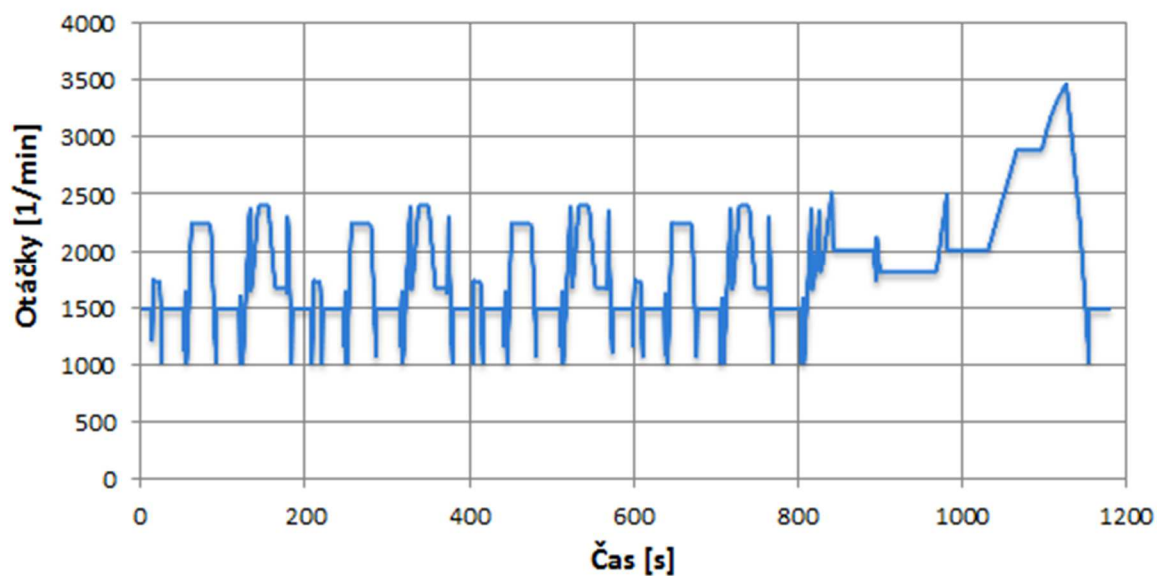
Obr. 74 Srovnání spotřeby paliva a emisí CO₂ s podobnými motory

Z grafu lze vidět, že testovaný motor má sice příznivou hodnotu spotřeby paliva (5,74l/100km), ale hodnota emisí CO₂ je dost odlišná. Je to způsobeno nepřesností výpočtového programu Lotus Engine Simulation, ze kterého byla sestavena mapa s hodnotami CO₂ a následně dosazena do programu Lotus Vehicle Simulation.

Dále jsem se rozhodl zaznamenat i další emisní parametry a vykreslit jejich průběh během testu NEDC a také jejich výsledné hodnoty.

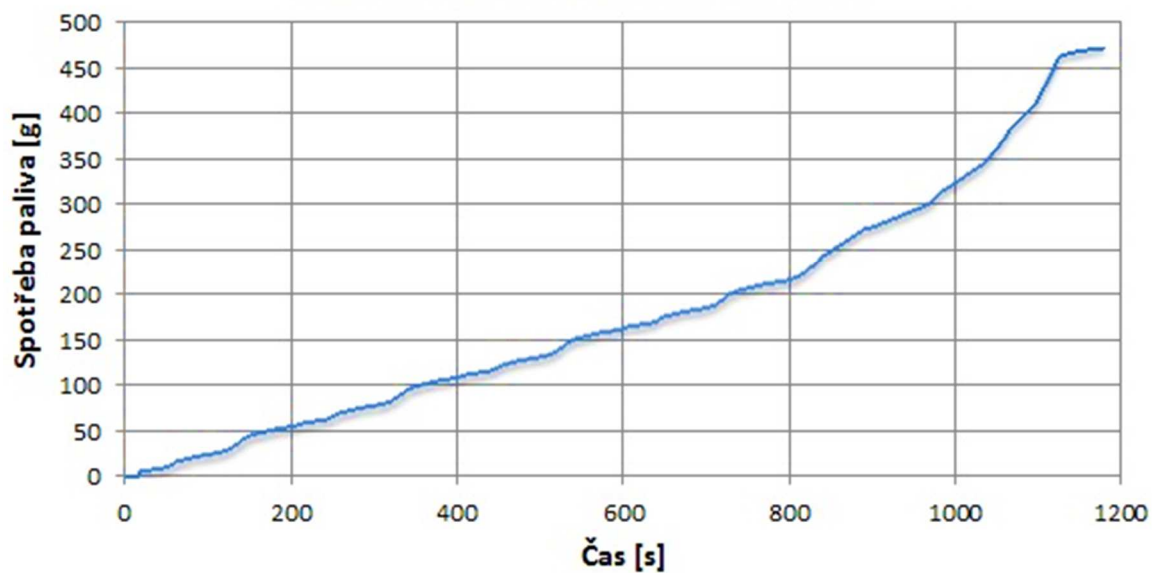


Otáčky motoru během testu NEDC



Obr. 75 Průběh otáček během testu NEDC

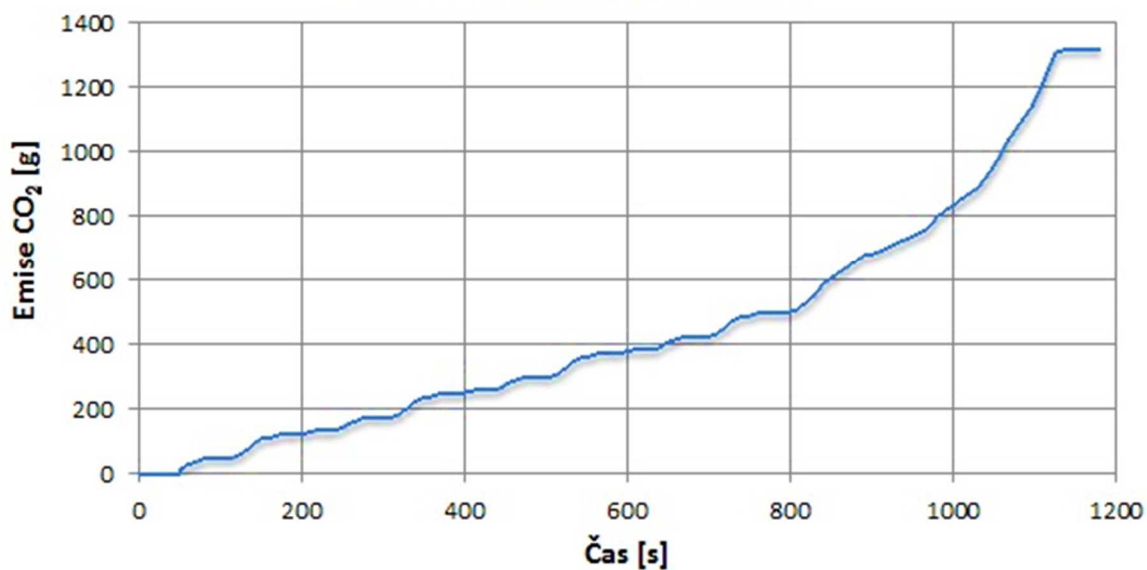
Spotřeba paliva během testu NEDC



Obr. 76 Průběh celkové spotřeby paliva během testu NEDC

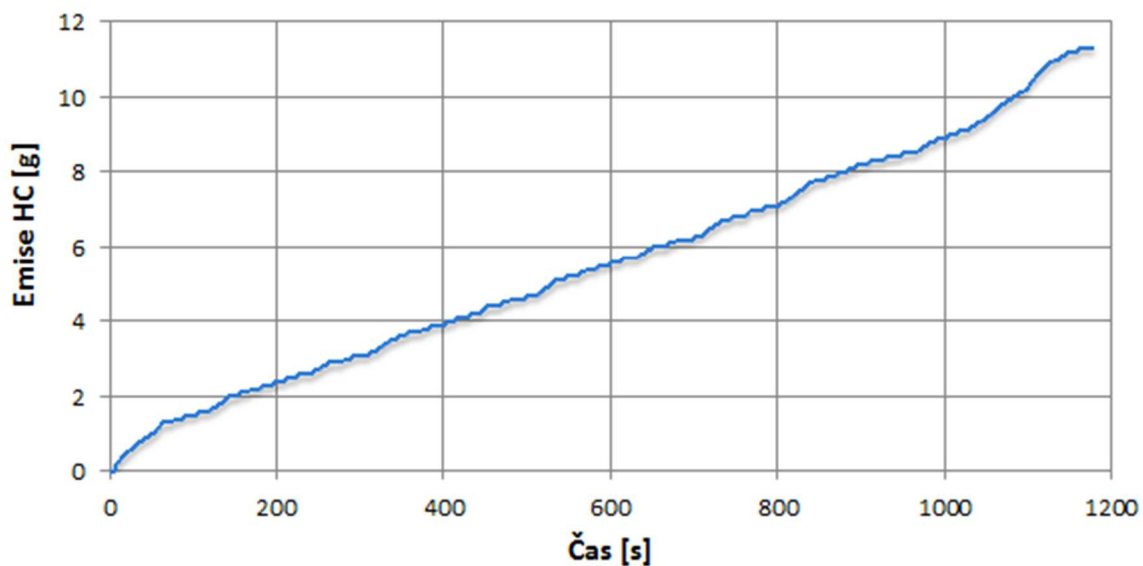


Emise CO₂ během testu NEDC



Obr. 77 Celkové emise CO₂ během testu NEDC

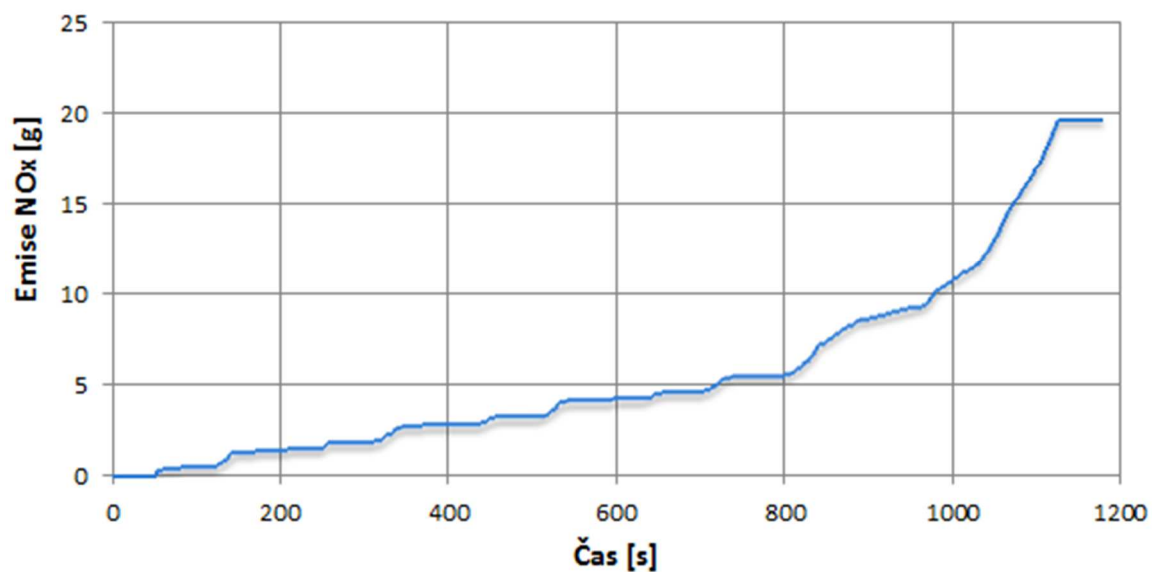
Emise HC během testu NEDC



Obr. 78 Celkové emise HC během testu NEDC

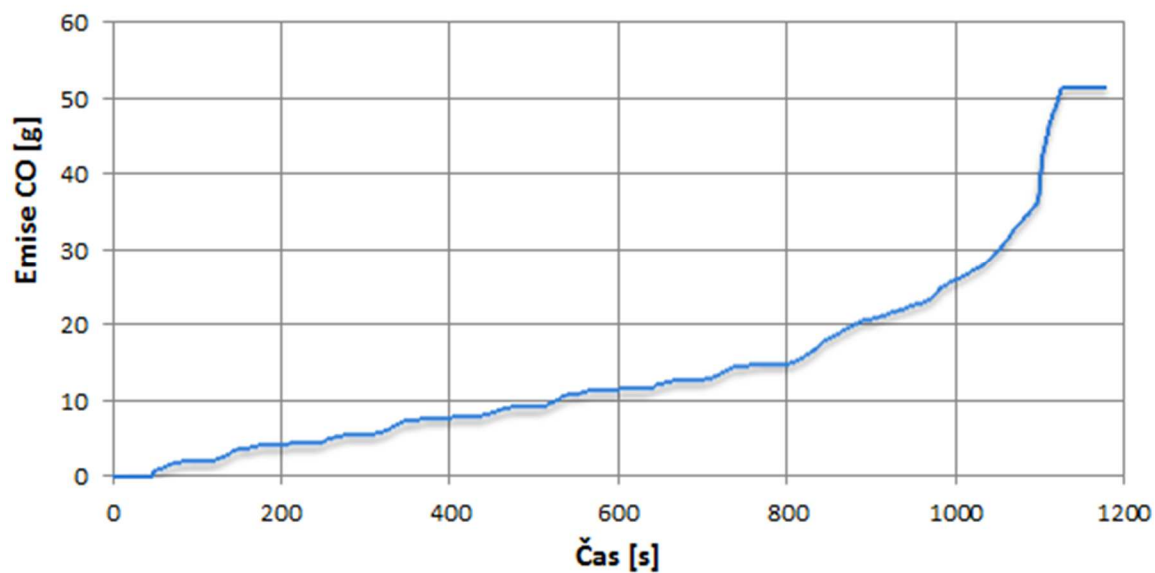


Emise NO_x během testu NEDC



Obr. 79 Celkové emise NO_x během testu NEDC

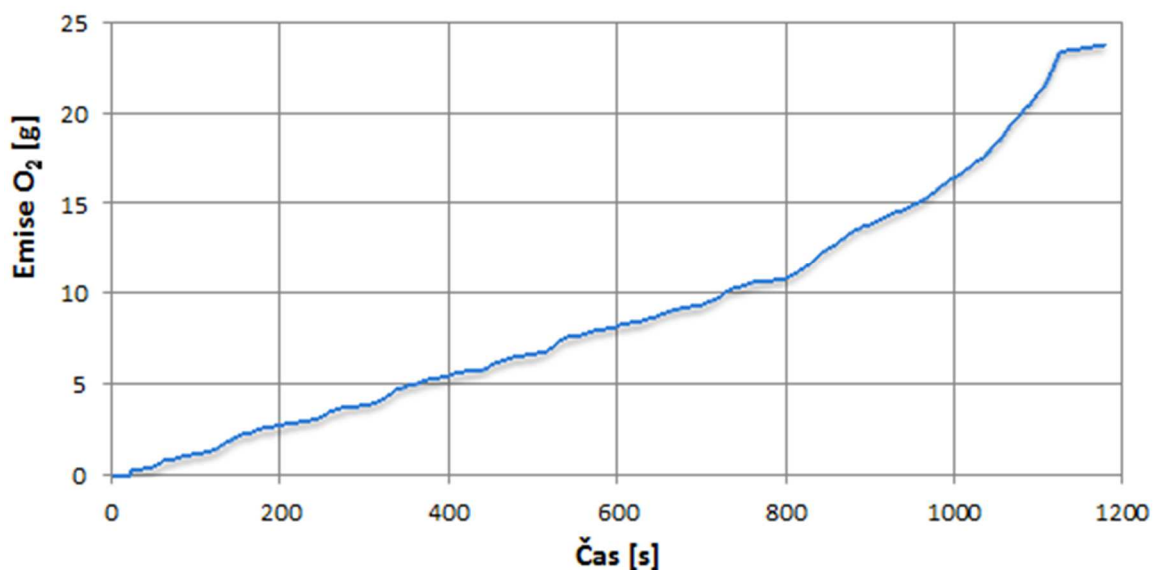
Emise CO během testu NEDC



Obr. 80 Celkové emise CO během testu NEDC

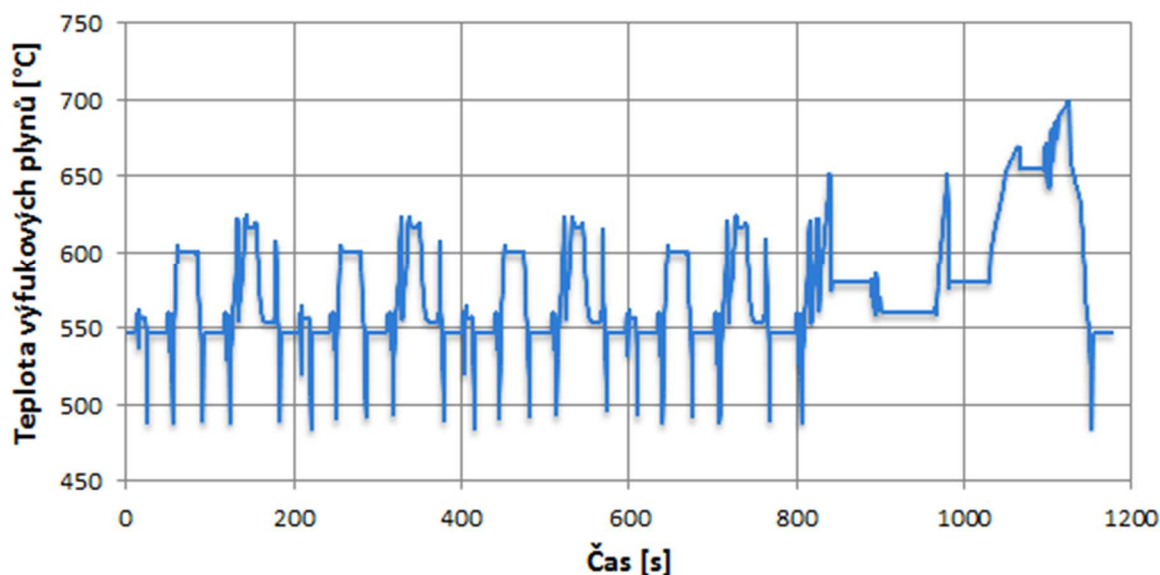


Emise O_2 během testu NEDC



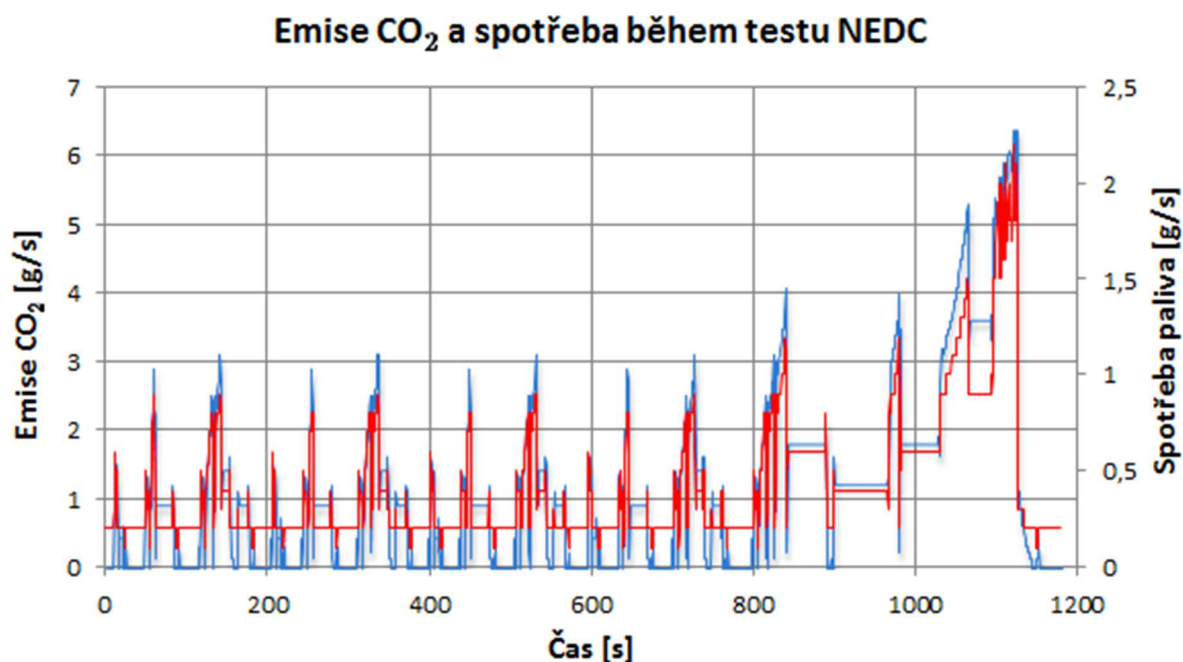
Obr. 81 Celkové emise O_2 během testu NEDC

Teplota výfukových plynů během testu NEDC



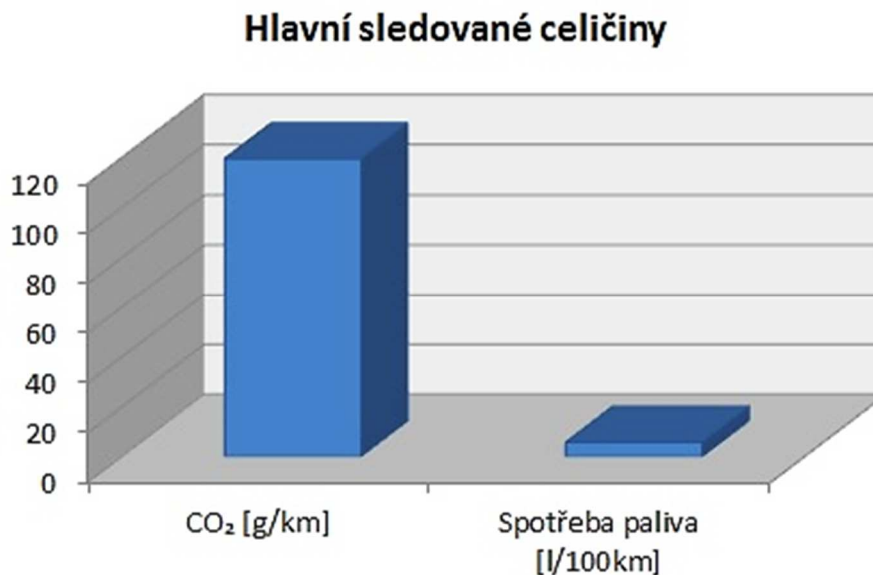
Obr. 82 Průběh teploty výfukových plynů během testu NEDC

V předešlých grafech jsem vykreslil průběh celkového množství emisí a spotřeby během cyklu. Můžeme vidět stoupající tendenci emisí i spotřeby s přibývajícím časem během testu, což je předpokládaný průběh těchto parametrů. Také můžeme vidět celkové množství emisí, které byly vyprodukovány během cyklu. Také jsem vykreslil průběh teploty výfukových plynů, který má také očekávaný průběh. Maximální teploty bylo dosaženo v poslední části testu (700°C), protože zde motor nabýval nejvyšších hodnot otáček.



Obr. 83 Emise CO₂ a spotřeba během testu NEDC

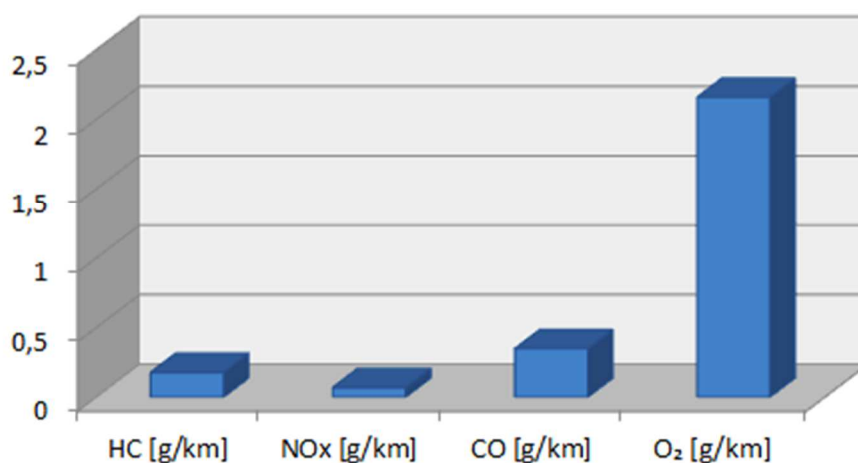
Také jsem se rozhodl vykreslit závislost emisí CO₂ a spotřeby paliva v čase do jednoho grafu, aby byla lépe vidět závislost emisí na spotřebovaném palivu. Oba parametry byly vykresleny jako množství spotřebovaného paliva a množství emisí vyprodukované každou sekundu. Také můžeme vidět, kdy je spotřeba nejvyšší a také kdy je nejvyšší množství vyprodukovaných emisí CO₂.



Obr. 84 Hlavní sledované veličiny při testu NEDC



Ostatní sledované veličiny



Obr. 85 Ostatní sledované veličiny při testu NEDC

Tab. 10 Výsledné hodnoty získané simulací NEDC

Sledované veličiny	Hodnoty získané při simulaci
HC [g/km]	0.18
NO _x [g/km]	0.071
CO [g/km]	0.35
O ₂ [g/km]	2.16
CO ₂ [g/km]	119.4
Spotřeba paliva [l/100km]	5.74

V tabulce 10 můžeme vidět výsledné hodnoty získané při simulaci vytvořeného modelu v programu Lotus Vehicle Simulation. Kromě hodnoty CO₂ jsou tyto hodnoty srovnatelné s motory o podobném zdvihovém objemu. Jedná se však pouze o teoretické hodnoty, které jsou při reálném testu vyšší (v případě CO₂ nižší). Lze tedy říci, že model řídicí jednotky uspokojivě plní svou funkci. Skutečné modely řídicí jednotky jsou ovšem komplikovanější a obsahují více korekčních map a proto také lépe regulují hodnoty sledované při NEDC.



ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo vytvoření dostupného výpočtového modelu elektronické řídicí jednotky, jeho aplikace na zadaný typ motoru a následně provést simulaci Nového Evropského jízdního cyklu (NEDC) tohoto modelu. Model řídicí jednotky a model motoru byli sestaveny v programu Lotus Engine Simulation a následný test NEDC byl proveden v programu Lotus Vehicle Simulation. Nejprve byl sestaven model motoru bez regulace množství vstřikovaného paliva řídicí jednotkou, dle naměřených dat ze skutečného čtyřválcového motoru. Ze simulací vytvořeného modelu motoru byla následně sestavena vstřikovací mapa pro výpočtový model řídicí jednotky. Jakmile byl sestaven celý model řídicí jednotky (vstřikovací i korekční mapy), byl aplikován na vytvořený model čtyřválcového motoru. Pro ověření správné funkce vytvořeného modelu řídicí jednotky, byly simulovány dva typy přechodových režimů. Jednalo se o přechodový režim akcelerace a přeřazení převodového stupně, které odpovídají přechodovým režimům využívaných při testu NEDC. Akcelerace i přeřazení převodového stupně bylo realizováno jednak při různých počátečních otáčkách motoru, a také při různém průběhu otevírání škrticí klapky (sešlápnutí plynového pedálu). Během simulací těchto přechodových režimů byl sledován rozdíl v chování otáček motoru, množství vstřikovaného paliva a A/F poměru mezi modelem s regulací vstřikovaného paliva řídicí jednotkou a modelem bez této regulace. Jakmile bylo prokázáno správné chování modelu řídicí jednotky, byly sestaveny mapy pro emise a spotřebu paliva. Tyto mapy byly dosazeny do softwaru Lotus Vehicle simulation, kde byla provedena simulace NEDC. Výsledky získané pomocí této simulace byly porovnány s motory o podobném zdvihovém objemu jako má testovaný motor, a také s hodnotami, které udává legislativa NEDC.

Při ověřování správné funkce modelu řídicí jednotky pomocí akcelerace motoru z různých otáček motoru, bylo možné vidět značný vliv korekce množství vstřikovaného paliva na okamžitou změnu zatížení. Výpočtový model s regulací podstatně rychleji reagoval na otevření škrticí klapky než model bez regulace. Tento jev se opakoval pro všechny zvolené počáteční otáčky motoru (1500min^{-1} , 2000min^{-1} a 2900min^{-1}). Akcelerace motoru při různém průběhu otevření škrticí klapky opět poukazuje na vliv modelu řídicí jednotky. Reakce motoru s regulací je opět podstatně rychlejší, než je tomu u modelu bez regulace. Také bylo možné vidět, že při rychlejším sešlápnutí plynového pedálu dojde k menšímu propadu otáček při počátku akcelerace. Lze tedy říci, že s použitím modelu řídicí jednotky je dosaženo požadovaných otáček za kratší časový úsek, než je tomu u modelu bez řídicí jednotky. Tím lze potvrdit správnou funkci modelu řídicí jednotky při akceleraci motoru.

Dalším přechodovým režimem, kterým jsem ověřoval správnost funkce modelu řídicí jednotky, bylo přeřazení převodového stupně. Největší rozdíl mezi modelem s regulací a bez regulace je patrný při uzavírání škrticí klapky (vyšlápnutí plynového pedálu). Zde bylo možné vidět zásah řídicí jednotky, kdy došlo téměř okamžitě k reakci na uzavření škrticí klapky, poklesu otáček a okamžitou reakci na opětovnou akceleraci po přeřazení převodového stupně. Stejně jako tomu bylo u akcelerace tak i zde se tento jev projevil pro všechny zvolené počáteční otáčky motoru (1500min^{-1} , 2000min^{-1} a 3000min^{-1}). Při akceleraci motoru po přeřazení převodového stupně jsem opět využil různého průběhu otevření škrticí klapky. I zde byl patrný vliv řídicí jednotky, kdy u modelu s řídicí jednotkou došlo k rychlejší reakci na změnu zatížení. Zároveň bylo možné vidět menší pokles otáček při prudším otevření škrticí klapky. Pro režim přeřazení převodového stupně byl také vykreslen průběh A/F poměru a množství vstřikovaného paliva, kde můžeme vidět pro model s regulací hladší průběh obou veličin. Je to způsobeno tím, že řídicí jednotka má již přednastavené hodnoty množství vstřikovaného paliva pro danou polohu škrticí klapky (ve vstřikovací mapě). Zatím co model



bez řídicí jednotky reguluje množství vstřikovaného paliva pomocí A/F poměru a snaží se tuto hodnotu stále dodržovat. Lze tedy opět říci, že vytvořený model řídicí jednotky plní správnou funkci i při přechodovém režimu přeházení.

Poslední část diplomové práce tvoří simulace NEDC v softwaru Lotus Vehicle Simulation s využitím hodnot emisí a spotřeby získaných při simulacích v softwaru Lotus Engine Simulation. Nejprve bylo nutné sestavit mapy pro emise a spotřebu paliva z hodnot získaných při simulaci v softwaru Lotus Engine simulation. Jakmile byly tyto mapy sestaveny a dosazeny do softwaru Lotus Vehicle Simulation, byla provedena samotná simulace NEDC. V dnešní době se asi nejvíce sledují hodnoty spotřeby, a také emisí CO₂. Proto bylo provedeno srovnání těchto dvou hodnot jednak s podobnými motory a jednak s hodnotami, které udává legislativa NEDC. Při porovnání s ostatními motory byla hodnota spotřeby paliva pro testovaný motor nejnižší, avšak při reálném testu by byla hodnota o něco vyšší, a také měl testovaný motor nejmenší výkon. Hodnota emisí CO₂ byla zavádějící, z důvodu nepřesností výpočtů této hodnoty softwarem Lotus Engine Simulation. Dále jsem se rozhodl vykreslit průběh hodnot emisí, spotřeby paliva nebo i teploty výfukových plynů během testu NEDC, aby bylo možné sledovat jejich chování při měnících se zatíženích motoru a s přibývajícím časem během testu. Z těchto průběhů lze říci, že hodnoty emisí i spotřeby začaly stoupat strměji v závěrečné části testu (mimoměstský cyklus), kde bylo dosahováno vyšších rychlostí vozidla i otáček motoru. Také bylo možné vidět kontinuální závislost emisí na spotřebě paliva. Čím vyšší byla spotřeba paliva, tím vyšší byli i hodnoty emisí. V závěru jsem uvedl konečné hodnoty získané ze simulace NEDC, které přibližně odpovídají hodnotám při reálných testech.

Výsledné hodnoty emisí či spotřeby by bylo nutné dále porovnat s reálnými hodnotami naměřenými na zadaném motoru. Dle rozdílů mezi těmito hodnotami (hlavně emisí) by se musel dále naladit model řídicí jednotky tak, aby tyto hodnoty co nejvíce odpovídal skutečným hodnotám naměřených na daném motoru (provést podrobněji sestavení vstřikovací mapy a map korekčních). Popřípadě by bylo zajímavé sestavit model řídicí jednotky například v softwaru Simulink, který lze aplikovat na vytvořený model motoru v softwaru Lotus Enigne Simulation a porovnat s modelem řídicí jednotky vytvořeným v softwaru Lotus Engine Simulation.

Cílem práce spíše bylo poukázat na možnosti současných simulačních nástrojů, ale taky na jejich nedostatky v oblasti výpočtů emisí škodlivin. V diplomové práci jsou postupně splněny všechny body zadání.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BOSCH, *Systém vstřikování KE-Jetronic*. 1.vyd. Praha: Robert Bosch odbytová s.r.o., 1997. 44 s. ISBN 80-902585-1-4
- [2] BOSCH, *Systém vstřikování L-Jetronic*. 1.vyd. Praha: Robert Bosch odbytová s.r.o., 1999. 44 s. ISBN 80-902585-2-2
- [3] FERENC, B. *Spalovací motory: Karburátory a vstřikování*. 1.vyd. Praha: Computer Press, 2004. 388 s. ISBN 80-251-0207-6
- [4] PAPOUŠEK, M. *Diagnostika spalovacích motorů*. 2.vyd. Brno: Computer Press, 2007. 223 s. ISBN 978-80-251-1697-5
- [5] *New European Driving Cycle* [online]. 2011 [cit. 2014-05-10]. Dostupné z: <<http://www.unece.org>>
- [6] RAKAPOULOS, C. – D. GIAKOUMIS, E, G. *Diesel engine transient operation*. 1. vyd. London: Springer, 2009. 390 s. ISBN 978-1-84882-374-7
- [7] *Lotus Engineering Software*, Group Lotus Plc, Norfolk, United Kingdom. Dostupné z: <<http://lesoft.co.uk>>
- [8] BOSCH, *Injection System with Bosch Motronic MED 7*. 1.vyd. Wolfsburg: Volkswagen AG, 2002. 60 s. ISBN 140-2810-72-00
- [9] Super Auto Professional, *Elektronické vstřikování a zapalování E.F.I. Ford*. 1.vyd. Praha: Super Auto professional, 1998. 32 s
- [10] Hitachi Automotive Systems, Ltd. *Multi-Point Injection (MPI)* [online]. 2014 [cit. 2014-05-10]. Dostupné z: <<http://www.hitachi-automotive.co.jp/en/products/ems/03.html>>
- [11] Magneti Marelli, S.p.A. *Gasoline system gdi* [online]. 2014 [cit. 2014-05-10]. Dostupné z: <http://www.magnetimarelli.com/business_areas/powertrain/gasoline-system-gdi/ecu>
- [12] HEISLER, Heinz. *Advanced Engine Technology*. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2002. ISBN 1-56091-734-2.
- [13] *Emission Test Cycles* [online]. 2013 [cit. 2014-05-10]. Dostupné z: <http://www.dieselnet.com/standards/cycles/ece_eudc.php>
- [14] *Testing and Assessment Protocol* [online]. 2013 [cit. 2014-05-10]. Dostupné z: <<http://www.ecotest.eu/html/Testing%20and%20Assessment%20Protocol.pdf>>
- [15] *FIA Foundation for the Automobile and Society* [online]. 2013 [cit. 2014-05-10]. Dostupné z: <http://www.fiafoundation.org/Documents/Environment/ecotest_testing_protocol.pdf>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[-]	parametr Wiebeho funkce
a	[m]	vzdálenost středu oka pro čep klikové hřídele od těžiště ojnice
A_{ϕ}	[m ²]	plocha stěny válce
A_{WO}	[-]	parametr Woschniho funkce
b	[m]	vzdálenost středu oka pro pístní čep od těžiště ojnice
B_{WO}	[-]	parametr Woschniho funkce
C_{WO}	[-]	parametr Woschniho funkce
D_{cyl}	[m]	průměr vrtání válce
D_{WO}	[-]	parametr Woschniho funkce
FMEP	[Pa]	střední třecí tlak
l	[m]	délka ojnice mezi oběma oky
M	[-]	parametr Wiebeho funkce
m_{frac}	[-]	poměrné množství spáleného paliva
m_{oj}	[kg]	hmotnost ojnice
m_{rec}	[kg]	hmotnost posuvné hmoty ojnice
m_{rot}	[kg]	hmotnost rotační hmoty ojnice
p	[Pa]	tlak ve válci
p_{motor}	[Pa]	tlak ve válci při kompresi
p_{soc}	[Pa]	tlak ve válci na začátku spalovacího procesu
\dot{Q}	[W]	tepelný tok
RPM	[min ⁻¹]	otáčky motoru
SPM	[m·s ⁻¹]	střední pístová rychlost
T	[K]	teplota náplně ve válci
T_{soc}	[K]	teplota ve válci na začátku spalovacího procesu
T_W	[K]	teplota stěny válce
\bar{U}_{piston}	[m·s ⁻¹]	střední pístová rychlost
\bar{U}_{swirl}	[m·s ⁻¹]	střední rychlost víření plynu ve válci
V	[m ³]	objem válce motoru
V_{soc}	[m ³]	objem válce na začátku spalovacího procesu
α	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	koeficient přestupu tepla
θ	[°]	úhel natočení klikové hřídele
θ	[°]	úhel natočení klikové hřídele pro spálení 90% paliva